

VŠB – Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra částí a mechanismů strojů

Návrh nové pohonné stanice pásového dopravníku

Design of a New Driving Station of a Belt Conveyor

Student: Bc. Adam Turovský

Vedoucí diplomové práce: doc. Ing. Květoslav Kaláb, Ph.D.

Ostrava 2011

Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Adam Turovský**
Studijní program: **N2301 Strojní inženýrství**
Studijní obor: **3909T001 Konstrukční a procesní inženýrství**
Specializace: **40 Konstrukce strojních dílů a skupin**
Téma: **Návrh nové pohonné stanice pásového dopravníku**
Design of a New Driving Station of a Belt Conveyor

Zásady pro vypracování:

Proveďte konstrukční návrh jednobubnové pohonné stanice pásového dopravníku s výložníkem pro přepravu surového černého uhlí na skládku. Svařovaný buben má zavěšený, jednostranně podélně uspořádaný pohon 1×15 [kW].

Dopravník má tyto parametry: dopravní výkon 1000 [t/hod], rychlost dopravy 1,70 [m/s], dopravní výška je 0 [mm], poháněcí buben Ø500/100 délky 1550 [mm] s pogumovaným povrchem, typ dopravního pásu P1250/3-1400-4+2-AA.

Navrhněte vhodný typ motoru a průmyslové kuželočelní převodovky firmy SEW.

Navrhněte a pevnostně zkontrolujte hnací hřídel, jeho uložení a spojení s bubnem. Dále proveďte konstrukční návrh svařovaného hnacího bubnu nosného rámu.

Nová pohonná stanice je součástí rekonstrukce dopravníku č. 10 z úpravny Dolu ČSM Stonava.

Rekonstrukce probíhá z důvodu modernizace a navýšení dopravního výkonu.

Nakreslete sestavu poháněcí stanice, nosného rámu a hřídele. Rozsah práce cca 60 stran.

Seznam doporučené odborné literatury:

ČSN 26 3102 Dopravní zařízení. Pásové dopravníky. Zásady výpočtu. Praha: Český normalizační institut, 1988. 48 s.

ČSN ISO 5048 Zařízení pro plynulou dopravu nákladů. Pásové dopravníky s nosnými válečky. Výpočet výkonu a tahových sil. Praha: Český normalizační institut, 1993. 16 s..

BOLEK, A., KOCHMAN, J. a kol. *Části strojů I*. Praha: SNTL, 1989. 776s. ISBN 80-03-0046-7.

FRIES, J. AJ. *Konstrukční řešení bubnů pásových dopravníků a jejich výpočet*. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2003. 121 s. ISBN 80-248-0484-0.

KALÁB, K. *Části a mechanismy pro bakaláře. Části pohonů strojů*. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2008. 130 s. ISBN 978-80-248-1860-3.

MORAVEC, V., HAVLÍK, J. *Výpočty a konstrukce strojních dílů*. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2008. 72 s. ISBN 978-80-248-0878-9.

POLÁK, J., BAILOTTI, K., PAVLISKA, J., HRABOVSKÝ, L. *Dopravní a manipulační zařízení II*. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2005. 106 s. ISBN 80-248-0493-X.

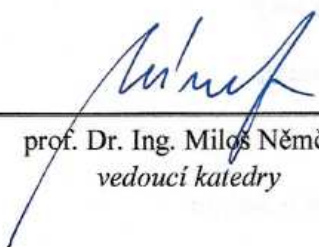
Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí diplomové práce: **doc. Ing. Květoslav Kaláb, Ph.D.**


Datum zadání: 17.12.2010

Datum odevzdání: 23.05.2011





prof. Dr. Ing. Miloš Němček
vedoucí katedry



prof. Ing. Radim Farana, CSc.
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě.....

.....
podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména §35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a §60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen VŠB-TUO) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že diplomová práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu §12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě:

.....
podpis studenta

Jméno a příjmení autora práce:

Bc. Adam Turovský

Adresa trvalého pobytu autora práce:

Jančí 6
749 01 Vítkov
Česká republika

Tímto bych rád poděkoval vedoucímu mé diplomové práce doc. Ing. Květoslavu Kalábovi, Ph.D. za diskuse, rady a návody, které mi napomohly při zpracování zadaného tématu. Také chci poděkovat vedoucímu katedry prof. Dr. Ing. Miloši Němčkovi a panu doc. Ing. Jiřímu Havlíkovi, Ph.D. za pomoc a cenné připomínky.

Dále bych rád poděkoval za zadání diplomové práce, poskytnutí podkladů a za čas strávený při konzultacích panu Ing. Petru Dospivovi z firmy RPS Ostrava a.s. V řešení diplomové práce mi také velmi pomohly cenné konzultace se zástupci firem, dodávajících části pohonu, zejména s panem Ing. Janem Kuršem zastupujícím firmu SEW-EURODRIVE s.r.o., panem Ing. Janem Tomalou z firmy Koma-Industry s.r.o. a panem Ing. Lubomírem Vlkem, zastupujícím firmu Rexnord Coupling Group, kterým tímto taktéž velmi děkuji.

ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

TUROVSKÝ A. *Návrh nové pohonné stanice pásového dopravníku: diplomová práce.* Ostrava : VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra částí a mechanismů strojů, 2011, 86 s. Vedoucí práce: Kaláb, K.

Tato diplomová práce se zabývá návrhem nové pohonné stanice pro rekonstruovaný pásový dopravník, u něhož má být využito jiného uspořádání pohonu a zároveň má dojít k navýšení dopravního výkonu, než tomu bylo v předcházejícím případě.

Celá práce je rozdělena do čtyř hlavních kapitol, ke kterým je připojen krátký úvod a závěr. První ze čtyř hlavních kapitol pojednává o pásové dopravě jako celku, jeho principu a způsobu, jak lze pásové dopravníky pohánět. Následující kapitola vytyčuje cíle celé práce a další kapitola rozebírá záležitosti, týkající se konkrétního návrhu nového pohonu a jeho konstrukční řešení. Čtveřici hlavních kapitol uzavírá kapitola, která se zabývá samotnými výpočty jednotlivých součástí a konstrukčních celků. Tato kapitola prošla od výpočtů voleného pohonu, přes silové rozbory na rámu pohonu a hnacím bubnu, až po kontrolní výpočty a analýzy nejdůležitějších součástí pomocí metod MKP.

V této práci byla snaha o vytvoření co nejucelenějšího návrhu nové pohonné jednotky, u které bude provedena kontrola všech podstatných částí, potřebných pro správnou funkci a odpovídající životnosti pohonné jednotky. Přílohami diplomové práce jsou výkresy sestavy pohonné stanice, výkresy nejdůležitějších komponent pohonu a výsledky analýz MKP, které se do diplomové práce nevešly.

ANNOTATION OF MASTER THESIS

TUROVSKÝ A. *Design of a New Driving Station of a Belt Conveyor : Master Thesis.* Ostrava : VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Machine Parts and Mechanisms, 2011, 86 p. Thesis head: Kaláb, K.

This thesis deals with the design of a new power station reconstructed conveyor belt in which there should be an increase in traffic enforcement and in which should be used another drive arrangements, than in the previous one.

It is divided into four main chapters, which are accompanied by a short introduction and conclusion. The first of four chapters deals with the transport belt as a complex, its principles and methods of how to propel the conveyor belt. The following chapter sets out the objectives of this thesis and another chapter discusses issues that refer to the concrete proposal of a new drive and its design. Four main chapters concluding chapter, which deals with various calculations for components and units. This chapter has gone through elected power, through power analysis in the frame of the drive and the driving drum, to check calculations and analysis of the most important parts by using the methods of FEM.

The aim of this work was to create the most comprehensive proposal for a new driving unit, in which every essential element required for proper operation and adequate life of the engine will be controlled. Annexes of this thesis are drawing documentation of power station, drawings of the most important components of the drive and many results of FEM analysis, which were too large, so they cannot be put in the thesis.

Obsah

| | strana |
|---|--------|
| Seznam použitých značek a symbolů | 3 |
| 1 Úvod..... | 13 |
| 2 Pásová doprava a její pohonné stanice..... | 14 |
| 2.1 Rozdělení dopravy | 14 |
| 2.2 Princip pásové dopravy..... | 14 |
| 2.3 Pohonná stanice pásového dopravníku | 15 |
| 2.3.1 Nosná konstrukce..... | 15 |
| 2.3.2 Hnací buben | 15 |
| 2.3.3 Pohon | 16 |
| 3 Cíle..... | 18 |
| 4 Rozbor řešení pohonu pásového dopravníku | 19 |
| 4.1 Zadané parametry firmy RPS Ostrava a.s..... | 19 |
| 4.2 Popis rekonstruovaného dopravníku a návrh uspořádání nového pohonu | 20 |
| 5 Výpočet nového pohonu pásového dopravníku | 22 |
| 5.1 Výpočet pásového dopravníku dle ČSN 26 3102..... | 22 |
| 5.2 Volba pohonu bubnu..... | 24 |
| 5.2.1 Výpočet vstupních parametrů pro volbu pohonu..... | 24 |
| 5.2.2 Výpočet parametru dle katalogu firmy SEW-EURODRIVE s.r.o. | 24 |
| 5.2.3 Kontrola potřeby chlazení převodové skříně standardní provozní podmínky | 26 |
| 5.2.4 Kontrola potřeby chlazení převodové skříně - extrémní provozní podmínky | 27 |
| 5.2.5 Výsledná volba pohonu | 27 |
| 5.2.6 Výpočet skutečné provozních parametrů dopravníku | 28 |
| 5.2.7 Volba spojky mezi motorem a převodovou skříní..... | 29 |
| 5.3 Charakteristika provozu | 31 |
| 5.4 Návrh a výpočet spojení pomocí pera ČSN 02 2562..... | 32 |
| 5.4.1 Kontrola pera na hřídeli motoru..... | 32 |
| 5.4.2 Kontrola pera na vstupním hřídeli převodovky | 33 |
| 5.4.3 Výpočet pera na výstupním náboji převodovky | 34 |
| 5.5 Výpočet výsledného zatížení bubnu od pásu..... | 35 |
| 5.5.1 Výpočet tahových sil při rozběhu dopravníku | 36 |
| 5.5.2 Určení výslednice tahových sil při rozběhu dopravníku | 36 |
| 5.5.3 Rozklad výslednice tahových sil při rozběhu dopravníku | 37 |
| 5.5.4 Výpočet tahových sil při provozu dopravníku..... | 37 |
| 5.5.5 Určení výslednice tahových sil při provozu dopravníku | 38 |
| 5.5.6 Rozklad výslednice tahových sil při provozu dopravníku..... | 38 |
| 5.5.7 Kontrola výsledného tahu pásu na základě tlaku pásu za provozu..... | 38 |
| 5.6 Výpočet sil působících na sestavu pohonné jednotky | 39 |
| 5.6.1 Určení reakcí při rozběhu dopravníku | 39 |
| 5.6.2 Určení reakcí při normálním provozu dopravníku | 41 |
| 5.7 Výpočet zatížení ložisek | 42 |

| | | |
|--------|---|----|
| 5.7.1 | Určení statického zatížení ložisek ve směru osy x | 42 |
| 5.7.2 | Určení dynamického zatížení ložisek ve směru osy x | 44 |
| 5.7.3 | Určení statického zatížení ložisek ve směru osy y | 45 |
| 5.7.4 | Určení dynamického zatížení ložisek ve směru osy y | 47 |
| 5.7.5 | Určení výsledných statických zatížení ložisek | 48 |
| 5.7.6 | Určení výsledných dynamických zatížení ložisek bubnu | 48 |
| 5.8 | Statická a dynamická kontrola ložisek..... | 49 |
| 5.8.1 | Statická kontrola ložiska A | 49 |
| 5.8.2 | Dynamická kontrola ložiska A | 50 |
| 5.9 | Kontrola nosného rámu pohonné jednotky | 51 |
| 5.9.1 | Kontrola nosného rámu pohonné jednotky na maximální zatížení..... | 52 |
| 5.9.2 | Kontrola nosného rámu pohonné jednotky na únavové zatížení | 53 |
| 5.10 | Kontrola čepu opěrné nohy rámu pohonu..... | 57 |
| 5.10.1 | Určení sil působících na čep | 57 |
| 5.10.2 | Kontrolní výpočet spodního čepu nohy | 58 |
| 5.11 | Kontrola bočnice opěrné nohy rámu pohonu na vzpěr | 60 |
| 5.12 | Kontrola hřídele | 61 |
| 5.12.1 | Rozložení zatížení na jednotlivá čela bubnu..... | 61 |
| 5.12.2 | Výpočet ohybových momentů na hřídeli bubnu..... | 65 |
| 5.12.3 | Statická kontrola hřídele bubnu | 69 |
| 5.12.4 | Kontrola hřídele bubnu metodou MKP | 71 |
| 5.12.5 | Kontrola deformací hřídele bubnu | 75 |
| 5.12.6 | Dynamická kontrola hřídele bubnu..... | 77 |
| 5.13 | Kontrola svarů bubnu..... | 78 |
| 5.13.1 | Statická kontrola svarů..... | 79 |
| 5.13.2 | Dynamická kontrola svaru | 81 |
| 6 | Závěr | 83 |
| 7 | Seznam použité literatury..... | 84 |
| 8 | Seznam příloh..... | 86 |

Seznam použitých značek a symbolů

| Značka | Význam | Jednotka |
|-------------|---|-------------|
| \sqrt{A} | Neuberova konstanta | $mm^{-0,5}$ |
| A | teoretický celkový průřez náplně pásu | m^2 |
| A_1 | teoretický průřez vrchlíku náplně pásu | m^2 |
| A_2 | teoretický průřez spodní části náplně pásu | m^2 |
| A_{min} | minimální potřebný průřez dopravovaných hmot na pásu | m^2 |
| A_{pl} | plochá průřezu plocháče | mm^2 |
| B | šířka dopravního pásu | m |
| $B_{lož}$ | šířka ložiska | mm |
| C | dynamická únosnost ložiska | N |
| C_0 | statická únosnost ložiska | N |
| $D_{lož}$ | průměr vnějšího kroužku ložiska | mm |
| E | modul pružnosti | MPa |
| F_1 | tah v pásu ve větvi nabíhající na poháněcí buben normál. provozu dopravníku | N |
| F_{1min} | nejmenší tah v pásu pro omezení průvěsu v horní větvi | N |
| F_{1max} | maximální tahová síla v nabíhající větvi při rozběhu dopravníku | N |
| F_2 | tah v pásu ve větvi sbíhající z poháněcího bubnu při normál. provozu dop. | N |
| F_{2min} | nejmenší tah v pásu pro omezení průvěsu v dolní větvi | N |
| F_{2max} | maximální tahová síla v odbíhající větvi při rozběhu dopravníku | N |
| F_a | axiální síla působící na ložisko | N |
| F_{Bi} | odpor jednoho nepoháněného bubnu | N |
| F_{BV} | odpor tření dopravované hmoty o boční vedení | N |
| F_{BVn} | odpor tření dopravované hmoty o boční vedení v násypce | N |
| F_c | odpor jednoho čističe pásu | N |
| F_{dov} | maximální dovolené zatížení bočnice | N |
| F_{Dpjh} | síla působící na hřídel hnacího bubnu od pohonné jedn. při provozu dopravníku | N |
| F_F | faktor maximálního zatížení | - |
| F_H | hlavní odpory dopravníku | N |
| F_{kr} | kritická síla | N |
| F_{Lx} | síla působící v ose x v levém čele bubnu při normálním provozu dopravníku | N |
| F_{Ly} | síla působící v ose y v levém čele bubnu při normálním provozu dopravníku | N |
| F_{Lmaxx} | síla působící v ose x v levém čele bubnu při maximálním zatížení | N |
| F_{Lmaxy} | síla působící v ose y v levém čele bubnu při maximálním zatížení | N |
| F_{N1} | odpor v násypce vlivem urychlování dopravované hmoty | N |
| F_{N2} | odpor tření dopravované hmoty o násypku v místě urychlení | N |

| | | |
|--------------|---|----------|
| F_{omax} | maximální přenášená obvodová síla při rozběhu dopravníku | <i>N</i> |
| F_P | přídavné odpory dopravníku (součet) | <i>N</i> |
| F_{p1} | síla působící na bok pera od hřídele | <i>N</i> |
| F_{p2} | síla působící na bok pera od náboje | <i>N</i> |
| F_{Px} | síla působící v ose x v pravém čele bubnu při normálním provozu dopravníku | <i>N</i> |
| F_{Py} | síla působící v ose y v pravém čele bubnu při normálním provozu dopravníku | <i>N</i> |
| $F_{Ppřev}$ | dovolené radiální zatížení výstupního hřídele převodové skříně | <i>N</i> |
| F_{Pmaxx} | síla působící v ose x v pravém čele bubnu při maximálním zatížení | <i>N</i> |
| F_{Pmaxy} | síla působící v ose y v pravém čele bubnu při maximálním zatížení | <i>N</i> |
| F_{RA} | výsledná reakce v podpoře A pohonné jednotky při normál. provozu dopravníku | <i>N</i> |
| F_{RAD} | výsledné zatížení ložiska A při normálním provozu dopravníku | <i>N</i> |
| F_{RADx} | zatížení ložiska A ve směru osy x při normálním provozu dopravníku | <i>N</i> |
| F_{RADy} | zatížení ložiska A ve směru osy y při normálním provozu dopravníku | <i>N</i> |
| F_{RAmax} | výsledná reakce v podpoře A pohonné jednotky při maximálním zatížení | <i>N</i> |
| F_{RAmaxx} | reakce v podpoře A pohonné jednotky ve směru osy x při maximálním zatížení | <i>N</i> |
| F_{RAmaxy} | reakce v podpoře A pohonné jednotky ve směru osy y při maximálním zatížení | <i>N</i> |
| F_{RAS} | výsledné zatížení ložiska A při rozběhu dopravníku | <i>N</i> |
| F_{RASx} | zatížení ložiska A ve směru osy x při rozběhu dopravníku | <i>N</i> |
| F_{RASy} | zatížení ložiska A ve směru osy y při rozběhu dopravníku | <i>N</i> |
| F_{RAx} | reakce v podpoře A pohonné jednotky ve směru osy x při normál. provozu dop. | <i>N</i> |
| F_{RAy} | reakce v podpoře A pohonné jednotky ve směru osy y při normál. provozu dop. | <i>N</i> |
| F_{RB} | výsledná reakce v podpoře B pohonné jednotky při normál. provozu dopravníku | <i>N</i> |
| F_{RBD} | výsledné zatížení ložiska B při normálním provozu dopravníku | <i>N</i> |
| F_{RBDx} | zatížení ložiska B ve směru osy x při normálním provozu dopravníku | <i>N</i> |
| F_{RBDy} | zatížení ložiska B ve směru osy y při normálním provozu dopravníku | <i>N</i> |
| F_{RBmax} | výsledná reakce v podpoře B pohonné jednotky při maximálním zatížení | <i>N</i> |
| F_{RBmaxx} | reakce v podpoře B pohonné jednotky ve směru osy x při maximálním zatížení | <i>N</i> |
| F_{RBmaxy} | reakce v podpoře B pohonné jednotky ve směru osy y při maximálním zatížení | <i>N</i> |
| F_{RBS} | výsledné zatížení ložiska B při rozběhu dopravníku | <i>N</i> |
| F_{RBSx} | zatížení ložiska B ve směru osy x při rozběhu dopravníku | <i>N</i> |
| F_{RBSy} | zatížení ložiska B ve směru osy y při rozběhu dopravníku | <i>N</i> |
| F_{RBx} | reakce v podpoře B pohonné jednotky ve směru osy x při normál. provozu dop. | <i>N</i> |
| F_{RBy} | reakce v podpoře B pohonné jednotky ve směru osy y při normál. provozu dop. | <i>N</i> |
| F_{RLx} | reakce hřídele v ose x vůči silám působ. v levém čele bubnu při provozu dop. | <i>N</i> |
| F_{RLy} | reakce hřídele v ose y vůči silám působ. v levém čele bubnu při provozu dop. | <i>N</i> |
| F_{RLmaxx} | reakce hřídele v ose x vůči silám působ. v levém čele bubnu při max. zatížení | <i>N</i> |
| F_{RLmaxy} | reakce hřídele v ose y vůči silám působ. v levém čele bubnu při max. zatížení | <i>N</i> |

| | | |
|--------------|--|--------|
| F_{RPx} | reakce hřídele v ose x vůči silám působ. v pravém čele bubnu při provozu dop. | N |
| F_{RPy} | reakce hřídele v ose y vůči silám působ. v pravém čele bubnu při provozu dop. | N |
| F_{RPmaxx} | reakce hřídele v ose x vůči silám působ. v pravém čele bubnu při max. zatížení | N |
| F_{RPmaxy} | reakce hřídele v ose y vůči silám působ. v pravém čele bubnu při max. zatížení | N |
| F_s | odpor shazovacího vozu | N |
| F_s | střížná síla působící na peru | N |
| F_{Smin} | servisní faktor pro převodovou skříň - dle praxe | - |
| F_{SminK} | servisní faktor pro převodovou skříň - dle katalogu | - |
| F_{sp} | odpor shrnovače dopravovaných hmot z pásu | N |
| F_{Spjh} | síla působící na hřídel hnacího bubnu od poh. jedn. při rozběhu dopravníku | N |
| F_{start} | faktor zohledňující startovací podmínky | - |
| F_{Tbub} | tíha hnacího bubnu | N |
| F_{Tmat} | tíha materiálu nesený hnacím bubnem | N |
| F_{tNO} | tíha přidanych dílů nohy | N |
| F_{Tpas} | tíha pásu zatěžující hnací buben | N |
| F_{Tpj} | tíha pohonné jednotky | N |
| F_{Tpjx} | tíha pohonné jednotky ve směru osy x | N |
| F_{tpjy} | tíha pohonné jednotky ve směru osy y | N |
| F_u | výsledný odpor | N |
| F_v | výslednice tahových sil při normálním provozu dopravníku | N |
| F_{vo} | vedlejší odpory dopravníku (součet) | N |
| F_{Vmax} | výslednice maximálních tahových sil při rozběhu dopravníku | N |
| F_{Vx} | výslednice tahových sil při normálním provozu dopravníku ve směru osy x | N |
| F_{Vxmax} | výslednice maximálních tahových sil při rozběhu dopravníku ve směru osy x | N |
| F_{vy} | výslednice tahových sil při normálním provozu dopravníku ve směru osy y | N |
| F_{Vymax} | výslednice maximálních tahových sil při rozběhu dopravníku ve směru osy y | N |
| F_z | odpor k překonání dopravní výšky | N |
| G | modul pružnosti ve smyku | MPa |
| G_H | modul pružnosti ve smyku hřídele bubnu | MPa |
| G_P | modul pružnosti ve smyku plechů bubnu | MPa |
| H | dopravní výška | m |
| H_s | dopravní výška shazovacího vozu | m |
| HV | tvrdost podle Vickerse | - |
| J_{min} | kvadratický průřez plocháče | mm^4 |
| J_{PH} | kvadratický průřez hřídele | mm^4 |
| J_{PP} | kvadratický průřez pláště bubnu | mm^4 |
| L | délka dopravníku | m |

| | | |
|-------------|--|-------------------------------------|
| L_{10} | trvanlivost ložiska v milionech otáček | <i>mil. ot.</i> |
| L_{10h} | trvanlivost ložiska v provozních hodinách | <i>hod.</i> |
| L_3 | délka středního válečku v horní třívalečkové stolici | <i>m</i> |
| L_b | délka bočního vedení mimo násypku | <i>m</i> |
| L_{bn} | délka bočního vedení v násypce po urychlení | <i>m</i> |
| L_n | délka násypky celková | <i>m</i> |
| L_{nm} | trvanlivost ložiska v milionech otáček dle modifikované rovnice SKF | <i>mil. ot.</i> |
| L_{nmh} | trvanlivost ložiska v provozních hodinách dle modifikované rovnice SKF | <i>hod.</i> |
| L_u | dráha urychlení dopravované hmoty v násypce | <i>m</i> |
| $M_{o...}$ | výsledný ohybový moment v určeném místě na hřídeli při normál. provozu dop. | <i>Nm</i> |
| M_{omax} | maximální ohybový moment | <i>Nm</i> |
| M_{ohmax} | výsledný ohybový moment v určeném místě na hřídeli při maximálním zatížení | <i>Nm</i> |
| $M_{ox...}$ | ohybový moment na hřídeli v urč. místě v rovině z-x při normál. provozu dop. | <i>Nm</i> |
| M_{oxmqx} | ohybový moment na hřídeli v urč. místě v rovině z-x při maximálním zatížení | <i>Nm</i> |
| $M_{oy...}$ | ohybový moment na hřídeli v urč. místě v rovině z-y při normál. provozu dop. | <i>Nm</i> |
| M_{oymax} | ohybový moment na hřídeli v urč. místě v rovině z-y při maximálním zatížení | <i>Nm</i> |
| P | výkon elektromotoru | <i>W</i> |
| P_0 | ekvivalentní statické zatížení ložiska | <i>N</i> |
| P_1 | potřebný výkon elektromotoru pro pohon dopravníku | <i>W</i> |
| P_{1skut} | skutečný potřebný výkon elektromotoru | <i>W</i> |
| P_2 | výkon potřebný pro pohon hnacího bubnu | <i>W</i> |
| P_{2skut} | skutečný potřebný výkon pro pohon hnacího bubnu | <i>W</i> |
| P_a | požadovaný vstupní výkon do převodové skříně | <i>W</i> |
| P_L | ekvivalentní dynamické zatížení ložiska | <i>N</i> |
| P_{Mteor} | teoreticky nejvyšší výkon elektromotoru | <i>W</i> |
| P_{NM} | nominální výkon motoru | <i>W</i> |
| P_T | tepelný výkon převodové skříně | <i>W</i> |
| P_{TH} | nominální tepelný výkon převodové skříně | <i>W</i> |
| P_u | mezní únavové zatížení | <i>N</i> |
| Q | dopravní výkon | <i>t·h⁻¹</i> |
| $Q_{původ}$ | dopravní výkon původního pásového dopravníku | <i>t·h⁻¹</i> |
| Q_{skut} | skutečné dopravované množství - za podmínky stejného plnění | <i>t·h⁻¹</i> |
| Q_t | dopravní výkon - dálkové dopravy | <i>m³·h⁻¹</i> |
| R | poloměr přechodu průměru hřídele | <i>mm</i> |
| R_e | mez kluzu v tahu | <i>MPa</i> |
| R_m | mez pevnosti v tahu | <i>MPa</i> |
| S | plocha průřezu | <i>mm²</i> |

| | | |
|---------------|---|--------|
| SF | servisní faktor spojky | - |
| S_t | teplotní servisní faktor spojky | - |
| T | těžiště pohonné jednotky | - |
| $T_{...}$ | točivý moment přenášený hřídelem v určitém místě | Nm |
| T_2 | točivý moment na výstupním hřídeli z převodovky | Nm |
| T_{2jmen} | jmenovitý točivý moment na výstupu z převodové skříně | Nm |
| T_{2max} | maximální točivý moment na výstupu z převodové skříně | Nm |
| $T_{2max\ s}$ | maximální startovní točivý moment na výstupu z převodové skříně | Nm |
| $T_{2špič}$ | špičkové zatížení pohonu | Nm |
| T_a | nominální točivý moment spojky - výpočtový | Nm |
| T_A/T_N | záběrový moment elektromotoru | - |
| T_{eq} | ekvivalentní točivý moment spojky | Nm |
| T_L | točivý moment přenášený levým čelem bubnu při normál. provozu dopravníku | Nm |
| T_{Lmax} | točivý moment přenášený levým čelem bubnu při maximálním zatížení | Nm |
| T_{Mmax} | maximální točivý moment elektromotoru | Nm |
| T_N | nominální točivý moment elektromotoru | Nm |
| T_{N2} | nominální točivý moment na výstupu z převodové skříně | Nm |
| T_{NS} | nominální točivý moment spojky - dle katalogu | Nm |
| T_P | točivý moment přenášený pravým čelem bubnu při normál. provozu dopravníku | Nm |
| T_{Pmax} | točivý moment přenášený pravým čelem bubnu při maximálním zatížení | Nm |
| V | objem skutečné součásti pro výpočet součinitele velikosti | mm^3 |
| V_0 | objem vzorku pro výpočet součinitele velikosti | mm^3 |
| $W_{k...}$ | modul průřezu hřídele v krutu v určeném místě | mm^3 |
| W_{ksv} | modul průřezu svaru v krutu | mm^3 |
| W_o | modul průřezu v ohybu | mm^3 |
| $W_{o...}$ | modul průřezu hřídele v ohybu v určeném místě | mm^3 |
| Y_0 | výpočtový součinitel ložiska | - |
| Y_1 | výpočtový součinitel ložiska | - |
| Y_2 | výpočtový součinitel ložiska | - |
| a | výška koutového svaru | mm |
| a_1 | součinitel spolehlivosti ložiska | - |
| a_{SKF} | součinitel SKF určen z diagramu | - |
| b | šířka pera | mm |
| b_1 | průmět b do vodorovné roviny | m |
| b_b | světlá šířka bočního vedení mimo násypku | m |
| b_n | světlá šířka násypky | m |

| | | |
|-------------------|--|-------------------------|
| b_p | využitá ložná šířka dopravního pásu | <i>m</i> |
| b_{pl} | šířka plocháče opěrné nohy rámu | <i>mm</i> |
| c | vzpěrný součinitel | - |
| d | průměr bubnu | <i>m</i> |
| $d_{\check{c}}$ | průměr čepu nohy pohonné jednotky | <i>mm</i> |
| $d_{\check{c}el}$ | průměr hřídele pod čely bubnu | <i>mm</i> |
| $d_{lož}$ | průměr hřídele pod ložiskem a také na výstupu z převodové skříně | <i>mm</i> |
| d_m | střední průměr ložiska | <i>mm</i> |
| d_M | průměr hřídele motoru | <i>mm</i> |
| $d_{plavně}$ | průměr pláště bubnu vnější | <i>mm</i> |
| d_{plavni} | průměr pláště bubnu vnitřní | <i>mm</i> |
| d_{podp} | průměr hřidel pod drážkou pro pero | <i>mm</i> |
| d_{pv} | průměr hřídele na vstupu do převodové skříně | <i>mm</i> |
| d_{vzor} | průměr vzorku pro součinitel velikosti | <i>mm</i> |
| e | výpočtový součinitel ložiska | - |
| f | globální fiktivní součinitel tření | - |
| f_I | faktor nadmořské výšky | - |
| f_T | faktor okolní teploty | - |
| g | tíhové zrychlení | <i>m·s⁻²</i> |
| h | výška pera | <i>mm</i> |
| h_{pl} | výška plocháče opěrné nohy rámu | <i>mm</i> |
| h_{rel} | relativní průvěs pásu mezi válečkovými stolicemi | - |
| h_t | střední třecí výška styku materiálu s bočním vedením | <i>m</i> |
| h_m | střední třecí výška styku materiálu s bočním vedením v násypce | <i>m</i> |
| i | požadovaný převodový poměr převodovky | - |
| i_{ex} | skutečný převodový poměr | - |
| i_N | nominální převodový poměr | - |
| $i_{před}$ | převodový poměr - předpoklad | - |
| j_{min} | poloměr setrvačnosti | <i>mm</i> |
| k | bezpečnost proti přetížení bočnice | - |
| k_I | součinitel korekce vrchlíku náplně pásu ve sklonu | - |
| k_{Dmin} | minimální dynamická bezpečnost při normálním provozu dopravníku | - |
| k_{DS} | dynamická bezpečnost uvažovaná při normálním provozu dopravníku | - |
| k_p | součinitel korekce průřezu náplně pásu ve sklonu | - |
| k_S | statická bezpečnost | - |
| $k_{s...}$ | statická bezpečnost hřídele v určeném místě | - |
| k_{SD} | statická bezpečnost uvažovaná při provozu dopravníku | - |
| k_{smin} | minimální požadovaná statická bezpečnost hřídele | - |

| | | |
|-----------------|---|--------------------|
| $k_{v...}$ | výsledná dynamická bezpečnost hřídele v určitém místě | - |
| $k_{\sigma...}$ | dynamická bezpečnost hřídele v ohybu v určeném místě | - |
| $k_{\sigma D}$ | nejnižší dovolená dynamická bezpečnost v ohybu | - |
| $k_{\tau...}$ | statická bezpečnost hřídele v krutu v určeném místě | - |
| l' | výpočtová délka pera bez koncových zaoblení | mm |
| l_0 | počáteční délka prutu při kontrole na vzpěr | mm |
| l_{mat} | úsek materiálu nesený hnacím bubnem | m |
| $l_{opř1}$ | délka opření pera o náboj spojky od motoru | mm |
| $l_{opř2}$ | délka opření pera o náboj spojky od vstupu do převodové skříně | mm |
| l_{pas} | délka pásu zatěžující hnací bubnu | m |
| l_{pmot} | délka pera v hřídeli motoru | mm |
| $l_{ppře}$ | délka pera v hřídeli na vstupu do převodové skříně | mm |
| m | exponent součinitele velikosti | - |
| m_1 | hmotnost dopravovaných hmot připadající na 1 m dopravníku | kg·m ⁻¹ |
| m_2 | hmotnost 1 m pásu | kg·m ⁻¹ |
| m_{bub} | hmotnost hnacího bubnu | kg |
| m_M | hmotnost elektromotoru | kg |
| m_{mat} | hmotnost materiálu nesený hnacím bubnem | kg |
| m_{NO} | hmotnost přidaných dílů nohy | kg |
| m_P | hmotnost převodové skříně | kg |
| m_{pas} | hmotnost jednoho metru pásu | kg·m ⁻¹ |
| m_{pj} | hmotnost pohonné jednotky | kg |
| m_r | hmotnost rotujících částí jednoho horního válečku | kg |
| m_r | hmotnost rotujících částí jednoho dolního válečku | kg |
| m_{rd} | hmotnost rotujících částí válečků na 1 m dolní větve dopravníku | kg·m ⁻¹ |
| m_{rh} | hmotnost rotujících částí válečků na 1 m horní větve dopravníku | kg·m ⁻¹ |
| m_{SPOJ} | hmotnost spojky | kg |
| n | otáčky spojky | min ⁻¹ |
| $n_{1před}$ | otáčky elektromotoru - předpoklad | min ⁻¹ |
| $n_{1původ}$ | otáčky elektromotoru - původního | min ⁻¹ |
| n_2 | požadované otáčky hnacího bubnu | min ⁻¹ |
| $n_{2před}$ | otáčky bubnu - předpoklad | min ⁻¹ |
| n_{2skut} | skutečné otáčky poháněcího bubnu | min ⁻¹ |
| n_b | počet nepoháněných bubnů | - |
| n_c | počet čističů pásu | - |
| n_d | počet válečků v dolní stolici | - |

| | | |
|------------------------|---|------------------|
| n_h | počet válečků v horní stoličce | - |
| n_{max} | maximální provozní otáčky spojky | min^{-1} |
| n_N | nominální otáčky elektromotoru | min^{-1} |
| p | tlak vznikající mezi hnacím bubnem a pásem | MPa |
| p_1 | tlak na plochu 1 | MPa |
| p_2 | tlak na plochu 2 | MPa |
| p_D | dovolený tlak | MPa |
| p_{kont} | vypočtený tlak pásu na plášť bubnu při normálním provozu dopravníku | MPa |
| r | součinitel nesouměrnosti cyklu | - |
| s_0 | vypočtený součinitel statické bezpečnosti | - |
| s_{0min} | minimální požadovaný součinitel statické bezpečnosti | - |
| t | výška pera v náboji | mm |
| t_1 | výška pera v hřídeli | mm |
| t_d | rozteč dolních válečkových stolic | m |
| t_h | rozteč horních válečkových stolic | m |
| v | dopravní rychlost | $m \cdot s^{-1}$ |
| v_0 | složka rychlosti přiváděné dopravované hmoty ve směru dopravy | $m \cdot s^{-1}$ |
| $v_{přívod}$ | rychlost dopravníku - původního | $m \cdot s^{-1}$ |
| v_{skut} | skutečná rychlost dopravního pásu | $m \cdot s^{-1}$ |
| w | exponent rovnice trvanlivosti ložiska | - |
| $y_{...v}$ | výsledný průhyb hřídele při normálním provozu dopravníku | mm |
| $y_{...vmax}$ | výsledný průhyb hřídele při maximálním zatížení | mm |
| $y_{...x}$ | průhyb hřídele ve směru osy x při normálním provozu dopravníku | mm |
| $y_{...xmax}$ | průhyb hřídele ve směru osy x při maximálním zatížení | mm |
| $y_{...y}$ | průhyb hřídele ve směru osy y při normálním provozu dopravníku | mm |
| $y_{...ymax}$ | průhyb hřídele ve směru osy y při maximálním zatížení | mm |
| α | úhel opásání poháněcího bubnu | ° |
| $\alpha_{přev}$ | převodní součinitel | - |
| $\alpha_{\sigma o...}$ | tvarový součinitel pro ohyb v určeném místě | - |
| $\alpha_{\tau...}$ | tvarový součinitel pro krut v určeném místě | - |
| $\beta_{\sigma...}$ | součinitel citlivosti podle Neubergera v určeném místě | - |
| γ | doplňkový úhel opásání | ° |
| ε | sklon dopravníků | ° |
| ε_n | úhel sklonu dopravníku v místě násypky | ° |
| $\varepsilon_{v...}$ | součinitel velikosti v určeném místě | - |
| η | celková účinnost pohonu | - |
| $\eta_{100\%}$ | účinnost elektromotoru při zatížení 100% | - |

| | | |
|------------------------|--|-------------------|
| $\eta_{75\%}$ | účinnost elektromotoru při zatížení 75% | - |
| η_c | součinitel znečištění maziva | - |
| $\eta_{p...}$ | součinitel jakosti povrchu v určeném místě | - |
| $\iota_{...v}$ | přibližné výsledné natočení hřídele při normálním provozu dopravníku | ° |
| $\iota_{...vmax}$ | přibližné výsledné maximální natočení hřídele při rozběhu dopravníku | ° |
| $\iota_{...x}$ | natočení hřídele ve směru osy x při normálním provozu dopravníku | ° |
| $\iota_{...xmax}$ | maximální natočení hřídele ve směru osy x při rozběhu dopravníku | ° |
| $\iota_{...y}$ | natočení hřídele ve směru osy y při normálním provozu dopravníku | ° |
| $\iota_{...ymax}$ | maximální natočení hřídele ve směru osy y při rozběhu dopravníku | ° |
| κ | součinitel plnění dopravníku | - |
| λ | doplňk k úhlu odklonu výslednice tahových sil | ° |
| λ_s | štíhlostní poměr | - |
| λ_v | úhel sklonu bočních válečků | ° |
| μ | součinitel tření mezi pásem a bubnem | - |
| μ_1 | součinitel tření mezi pásem a dopravovanou hmotou | - |
| μ_2 | součinitel tření mezi dopravovanou hmotou a boční stěnou | - |
| ξ | odklon výslednice tahových sil | ° |
| ρ | sypná hmotnost dopravované hmoty | $kg \cdot m^{-3}$ |
| ρ | poloměr drážky pro pero | mm |
| $\sigma^*_{Co...}$ | mez únavy | MPa |
| σ^*_H | mez únavy spoje | MPa |
| σ_{AD} | dovolené redukované napětí ve svaru při dynamickém zatížení | MPa |
| σ_{Co} | mez únavy při střídavém ohybu | MPa |
| σ_D | dovolené ohybové napětí čepu | MPa |
| σ_{dov} | dovolené napětí v plocháči při vzpěru | MPa |
| σ_h | horní smykové napětí | MPa |
| σ_m | střední smykové napětí | MPa |
| σ_o | ohybové napětí čepu | MPa |
| $\sigma_{o...}$ | ohybové napětí hřídele v určeném místě | MPa |
| $\sigma_{oD...}$ | ohybové napětí při normálním provozu dopravníku v určeném místě | MPa |
| σ_{redD} | redukované napětí ve svaru nosného rámu při provozu dopravníku | MPa |
| σ_{redS} | redukované napětí ve svaru nosného rámu při rozběhu dopravníku | MPa |
| τ^*_A | mez únavy spoje ve smyku pro střídavě souměrný cyklus | MPa |
| τ^*_H | mez únavy spoje ve smyku | MPa |
| $\tau_{k..}$ | smykové napětí hřídele v určeném místě | MPa |
| $\tau_{ \check{c}p}$ | vypočtené statické smykové napětí ve svaru čela a pláště bubnu | MPa |
| $\tau_{ h\check{c}}$ | vypočtené statické smykové napětí ve svaru hřídele a čela bubnu | MPa |
| $\tau_{ h\check{c}D}$ | vypočtené dynamické smykové napětí ve svaru hřídele a čela bubnu | MPa |

| | | |
|---------------|---|------------|
| $\tau_{D...}$ | smykové napětí při normálním provozu dopravníku v určeném místě | <i>MPa</i> |
| τ_{AD} | dovolené smykové napětí ve svaru | <i>MPa</i> |
| τ_D | dovolené smykové napětí čepu | <i>MPa</i> |
| τ_{DS} | dovolené smykové napětí | <i>MPa</i> |
| τ_{DSV} | dovolené statické napětí ve svaru | <i>MPa</i> |
| τ_{max} | maximální smykové napětí podle Žuravského věty | <i>MPa</i> |
| τ_P | smykové napětí na peru | <i>MPa</i> |
| τ_s | vypočtené smykové napětí na čepu standardně | <i>MPa</i> |
| χ | součinitel ložiska určen z diagramu | - |
| ψ_{dyn} | dynamický sypný úhel | ° |

1 Úvod

Pásová doprava patří k nejpoužívanějším způsobům dopravy dnešní doby. I zde jsou neustále snahy o zvýšení přepravního výkonu, účinnosti, spolehlivosti a snížení nákladů (jak pořizovacích, tak provozních). Pásová doprava se používá ve všech možných oborech, od samotné těžby, například nerostů, až po automatizovanou výrobu či přepravu potravin, léků a podobně.

Zmiňovaný způsob dopravy se vyznačuje největší rychlostí přepravy sypkých a kusových materiálu a má nezastupitelné postavení mezi možnostmi dopravy. Může se používat jak pro přepravu ve vodorovném směru, tak i pro přepravu s převýšením. Pásové dopravy lze užít pro dopravu na různě velké vzdálenosti. V praxi je možné využívat pásových dopravníků v délkách od několika centimetrů až po dopravníky přepravující materiál na vzdálenosti desítek kilometrů.

Tato diplomová práce pojednává o novém řešení pohonné stanice stávajícího pásového dopravníku č. 10 z úpravny surového uhlí na dole ČSM Stonava. Rekonstrukce dopravníku bude probíhat z důvodu navýšení dopravního výkonu přepravy surového uhlí na skládku.

Nová pohonná stanice bude mít oproti původnímu řešení použité odlišné upevnění pohonné jednotky. Dříve byla pohonná jednotka montována přímo na základovou desku a skládala se z robustní převodové skříně. Ta měla na svém vstupu i výstupu spojku typu Periflex a poháněl jí standardní patkový elektromotor. Nová pohonná jednotka bude přímo zavěšena na hřídel poháněcího bubnu a přes nosný rám a závěs bude jednotka podpírána základovou deskou. Takovýto pohon bude mít oproti klasickému řešení pohonu subtilnější a jednodušší konstrukci nosného rámu, což by mohlo jak snížit výrobní náklady, tak i zrychlit výrobní proces. Co se týče převodové skříně, ta bude menší, lehčí a bude mít dutý výstupní hřídel, který bude nasunut na hřídel hnacího bubnu. Spojka u tohoto pohonu bude pouze jedna - pružná elastomerová, umístěná mezi elektromotor a převodovou skříň. Pro pohon celé soustavy bude použit elektromotor s vyšší účinností, což bude mít za následek snížení provozních nákladů.

Pohonná stanice, která je obsahem této práce, nepatří k nijak zvlášť rozměrným nebo výkonným, ale je vhodná právě pro praktické použití nově navrhovaného systému pohonu. Tato pohonná stanice by se mohla po osvědčení na tomto dopravníku použít také na dalších dopravnících, které bude firma RPS Ostrava a.s. rekonstruovat, případně instalovat jako úplně nové.

Přínos této diplomové práce by se měl nacházet ve vytvoření co nejúplnějšího návrhu pohonné stanice, který by mohl být na základě výkresové a hlavně výpočtové dokumentace realizován a provozován. V této diplomové práci by měly být zkontrolovány nejpodstatnější části pohonné stanice tak, aby byla zajištěna reálná provozovatelnost zmiňovaného pásového dopravníku.

2 Pásová doprava a její pohonné stanice

2.1 Rozdělení dopravy

Rozdělení způsoby dopravy:

- Přetržitá (kolejová, silniční)
- Nepřetržitá (pásová, článková, korečková, šneková, třesadlová doprava, popřípadě pneumatická nebo hydraulická doprava)
- Kombinovaná

Z předcházejícího výčtu je jasné, do které kategorie spadá pásová doprava. Pásová doprava tedy umožňuje kontinuální dodávání, případné odebrání materiálu. Dokáže přepravovat materiál sypký, případně kusový s obrovským rozsahem vzdálenosti, nevýhodou je špatná, nebo dokonce nemožná změna této dopravní vzdálenosti.

Pásová doprava se může dělit na dopravu dálkovou a technologickou. Dálková doprava užívá vyšší dopravní výkony $Q_t > 1000 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ a dopravní rychlosti $v > 2,5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ [5].

Dále je možné pásovou dopravu rozdělit podle sklonu [5] - vodorovné ($-3^\circ < \varepsilon < 3^\circ$), šikmé – dovrchní ($3^\circ < \varepsilon < 15^\circ$), úpadní ($\varepsilon < -3^\circ$), strmé ($\varepsilon > 20^\circ$).

Pásové dopravníky (obr. 1) mohou být nejen stabilní, ale mohou být také mobilní (odtahové, pojízdné), případně konstrukčně navrženy tak, aby bylo možno měnit vzdálenost nebo místo, kde na ně materiál vstupuje a kde je opouští (spojovací, rozdělovací).

2.2 Princip pásové dopravy

Pásová doprava je doprava, při níž je materiál unášen nekonečným dopravním pásem, vedeným válečkovými stolicemi, případně jinými konstrukčními prvky od bubnu hnacího k bubnu vratnému a zpět [4, 5].

Na horní větví pásu, jdoucí od vratného bubnu k hnacímu, je vsypáván materiál násypkou a ten je dopravním pásem unášen k výložníku (konci dopravníku) – kde materiál dopravník opouští. Materiál může být shazován z pásu nejen na konci dopravníku, ale také v jeho průběhu, například shazovacími vozy, pevnými shazovači a podobně. Když pás přejde přes hnací buben, přechází do větve spodní, zde je unášen pouze pás, který je zde obvykle čištěn stěrači nebo jinými čističi. Pás dopravníku musí být napínán napínací zařízením (buď na dolní větví pásu, nebo prostřednictvím vratného bubnu).

Celá soustava je poháněna poháněcí stanicí, která bývá umístěna na výsypném konci dopravníku, kde jej materiál opouští, případně na spodní větví pásu, taktéž ale blízko výsypného konce dopravníku. Poháněcí stanice mohou být různého typu – probráno později v samostatné kapitole.



Obr. 1. Pásový dopravník poháněný elektropřevodovkou zavěšenou na hřídeli [17]

2.3 Pohonná stanice pásového dopravníku

Tato část dopravníku je jednou z nejdůležitějších částí, zajišťující samotný pohyb pásu. Pohonná stanice může mít různou stavbu, ale všechny mají tyto základní části [5]:

- Nosná konstrukce
- Hnací buben
- Pohon

2.3.1 Nosná konstrukce

Každá nosná konstrukce pohonné stanice může být jiná, ale všechny mají stejný úkol a to nést všechny funkční části pohonu dopravníku – hnací buben uložený v ložiskových domcích, celou pohonnou jednotku, nebo jen její část a dále pak další součásti navazujícího dopravníku (například stěrače, naváděcí bubny). Pokud se jedná o malý dopravník, bývá nosná konstrukce pohonné stanice součástí nosné konstrukce celého dopravníku.

2.3.2 Hnací buben

Obvykle bývají hnací bubny umístěny na výsypném konci dopravníku. Jejich hlavním úkolem je přenos obvodové síly bubnu na dopravní pás. Jejich konstrukce se neustále vyvíjí, stále je ale velmi používaná svařovaná konstrukce s různými způsoby upevnění na nosnou – hnací hřídel.

Plášť bubnu je obvykle skružený plech požadované tloušťky, ke kterému jsou přivařená čela (plechová s výstužnými žebry, litá nebo kovaná). Na hnací hřídel se buben přivaří, nebo se používají modernější způsoby a to nalisování, popřípadě svěrné spojení.

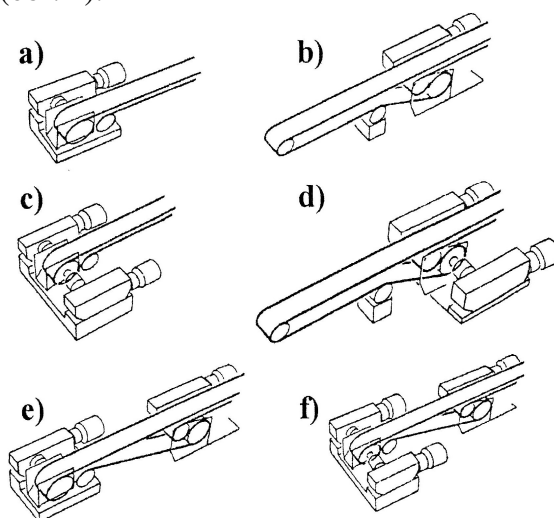
Celosvařované bubny mají problémy s dodržáním tolerancí souososti, házení a podobně. Poháněcí stanice mohou mít jeden, dva nebo i tři poháněcí bubny. To proto, aby měly možnost většího opásání hnacích bubnů, což znamená, že se zvětší plocha kontaktu mezi hnacími bubny a pásem.

Bubny mohou mít povrch:

- ocelový hladký
- pryžové obložení (pogumování s různým drážkováním)
- polyuretanové obložení
- keramické obložení

2.3.3 Pohon

Pohon je určen k přenosu točivého momentu obvykle z elektromotoru přes převodovku na hnací buben (bubny). Pohon může mít různou skladbu a také různé uspořádání (obr. 2).



Obr. 2. Schémata poháněcích stanic s různým uspořádáním [5].

Legenda k obr. 2

- a) jednobubnová jednostranná
- b) jednobubnová jednostranná s výložníkem
- c) jednobubnová oboustranná
- d) jednobubnová oboustranná s výložníkem
- e) dvoububnová jednostranná
- f) dvoububnová oboustranná se třemi hnacími jednotkami

Možnosti dělení pohonů

Dle umístění pohonu vzhledem k bubnu pásového dopravníku

- jednostranné
- oboustranné

Dle druhu použitého motoru

- s převodovkou a elektromotorem
- s elektrobubnem (obvykle menší výkony do 10 kW)
- se spalovacím motorem
- se vzduchovým motorem
- s hydromotorem

Dle druhu spojení převodovky s bubnem

- s rozběhovými spojkami
- s pružnými spojkami
- bez spojky

V pohonu se mohou vyskytovat ještě další části a to spojky mezi motorem a převodovkou (obvykle pružné nebo rozběhové), brzda, ventilátor a další příslušenství, například pro chlazení nebo řízení pohonu. Spojky mohou být také mezi převodovkou a hnacím bubnem (obvykle pružné).

V dnešní době je ale už možné setkat se i s pohony, které jsou v kompaktních provedeních elektropřevodovek (obr. 1). Elektropřevodovka je vlastně převodová skříň, na které je přímo přišroubován přírubový motor. Tento způsob řešení se užívá u menších výkonů pohonů, například podávací dopravníky na výrobních linkách, kde se mnohdy používá krokových posuvů pásu pro posuv výrobku mezi jednotlivými montážními pracovišti.

Pohon může být umístěn buď přímo na nosný rám - tradiční řešení (obr. 3), nebo může být nesen hřídeli bubnu a nosným rámem s podpěrou upevněn k základové desce, nebo rámu (moderní systém). Možnost montáže pohonu přímo na hřídel a nosný rám s podpěrnou nohou je umožněno snížením hmotnosti a zmenšením rozměrů zejména převodových skříní.



Obr. 3. Pohon pásového dopravníku s tradičním uspořádáním pohonu umístěným přímo na rám [22]

3 Cíle

Úkolem diplomové práce je návrh nové pohonné stanice rekonstruovaného pásového dopravníku č. 10 z úpravny Dolu ČSM Stonava, u níž bude použit odlišný způsob upevnění pohonu poháněcího bubnu a dojde k navýšení dopravního výkonu. Dopravník přepravuje surové uhlí na skládku. Pohonná jednotka stávajícího dopravníku nedostačuje svým výkonem a proto je třeba jí nahradit výkonnější a modernější variantou, u které má být užito přímého zavěšení na hřídel bubnu.

Pro splnění diplomové práce dle požadavku zadávající firmy byly vytýčeny tyto cíle:

1. Volba vhodného pohonu dle zadaných požadavků
2. Silový rozbor působících sil na pohonnou jednotku a poháněcí buben
3. Návrh a výpočet ložisek pro uložení poháněcího bubnu
4. Kontrolní výpočty vybraných částí pohonné stanice
5. Kontrola vybraných částí pohonné stanice metodou MKP

4 Rozbor řešení pohonu pásového dopravníku

4.1 Zadané parametry firmy RPS Ostrava a.s.

Níže uvedené tabulky jsou parametry dopravníku stávajícího (tab. 1) a požadavky pro rekonstruovaný dopravník (tab. 2).

Tab. 1. Technická parametry stávající pásové dopravy

| | popis veličiny | veličina |
|------------------|----------------------------------|------------------------------------|
| Základní údaje | Dopravní výkon | $Q_{přívod} = 880 t \cdot h^{-1}$ |
| | Šířka dopravního pásu | $B = 1,400 m$ |
| | Délka dopravníku | $L = 29,000 m$ |
| | Dopravní výška | $H = 0,000 m$ |
| | Rychlost dopravníku | $v_{přívod} = 1,50 m \cdot s^{-1}$ |
| Pohon dopravníku | Výkon elektromotoru | $P = 15,0 kW$ |
| | Otáčky elektromotoru | $n_{1přívod} = 1450 min^{-1}$ |
| | Převodovka | TSA 031370 03-4-25-1500 |
| | Rychloběžná spojka | 200x82x82 |
| | Pomaloběžná spojka | 400x130x165 |
| | Poháněcí buben | 500/100 |
| | Brzda | NE |
| Trať dopravníku | Horní válečková stolice | 3-válečková, 30° |
| | Počet horních válečkových stolic | 32 ks |
| | Dolní válečková stolice | 1-válečkové |
| | Počet dolních válečkových stolic | neuvedeno |
| | Délka dopravního pásu | 62,000 m |
| | Délka bočního vedení | 3,000 m |

Tab. 2. Parametry nově navrhovaného pohonu SEW – EURODRIVE s.r.o.

| popis veličiny | veličina |
|----------------------|------------------------------|
| Dopravní výkon | $Q = 1000 t \cdot h^{-1}$ |
| Rychlost dopravníku | $v = 1,70 m \cdot s^{-1}$ |
| Výkon elektromotoru | $P = 15,0 kW$ |
| Otáčky elektromotoru | $n_{1před} = 1470 min^{-1}$ |
| Převodový poměr | $i_{před} = 22,37$ |
| Otáčky bubnu | $n_{2před} = 65,00 min^{-1}$ |

Další důležité požadavky nově navrhovaného řešení pohonu

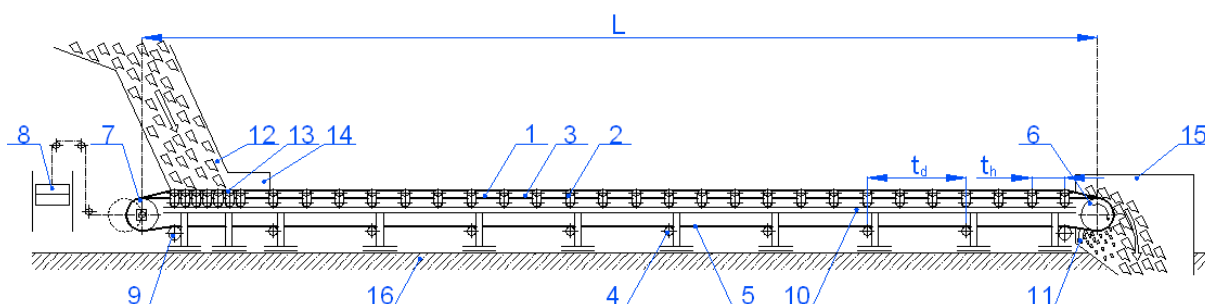
- Jednostranně podélně uspořádaný pohon, zavěšený na hřídeli bubnu
- Poháněcí buben bude ocelový, svařovaný s pogumovaným povrchem
- Spojení bubnu s hřídelí – svarem
- Typ dopravního pásu P1250/3-1400-4+2-AA

4.2 Popis rekonstruovaného dopravníku a návrh uspořádání nového pohonu

Jedná se o pásový dopravník (obr. 4), který je užíván pro dopravu surového uhlí na skládku. Dopravník byl a i po rekonstrukci bude provozován ve venkovním prašném prostředí bez zvýšené ochrany proti povětrnostním vlivům na pohonnou jednotku.

Navrhovaný dopravník naváže na původní základ, což je montáž a ukotvení ke stávající betonové podlaze. Plnění dopravníku má být řešeno násypkou a vyprazdňování (odvod) materiálu z dopravníku přes výložník, který prochází skrz betonovou podlahu.

Dopravník má být dle požadavků opatřen jedním nerezovým čističem (stíračem) pásu pro odstranění případných nečistot z povrchu pásu. Pás bude napínán prostřednictvím vratného bubnu pomocí závažového napínacího zařízení. Naváděcí bubny je třeba umístit tak, aby byl úhel opásání poháněcího bubnu $\alpha = 190^\circ$.



Obr. 4. Schéma dopravníku

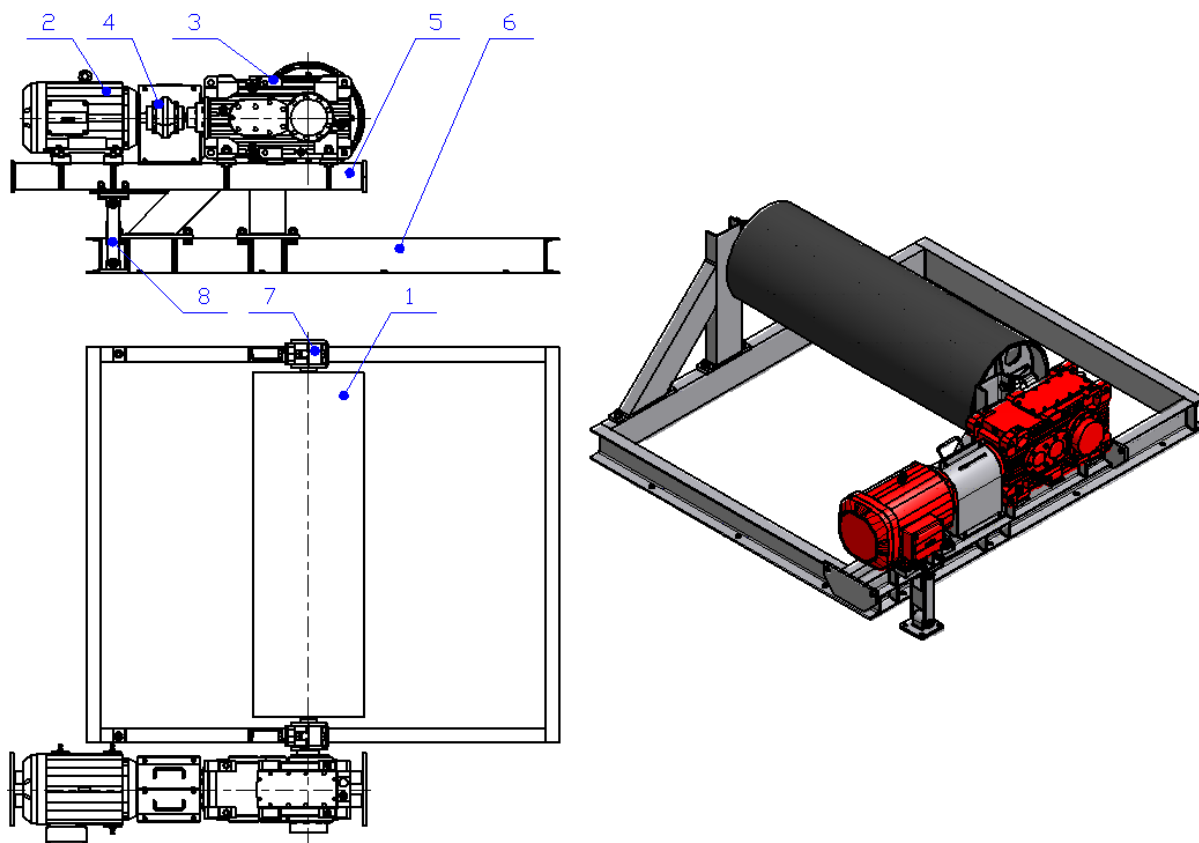
Legenda k obr. 4

- | | |
|------------------------------|----------------------------------|
| 1 – dopravní pás | 9 – naváděcí bubek |
| 2 – horní válečková stolice | 10 – nosná konstrukce dopravníku |
| 3 – horní větev pásu | 11 – čistič pásu |
| 4 – spodní válečková stolice | 12 – násypka |
| 5 – spodní větev pásu | 13 – dopadová stolice |
| 6 – hnací bubek | 14 – boční plochy za násypkou |
| 7 – vratný bubek | 15 – přesyp |
| 8 – napínací zařízení | 16 – betonová podlaha |

Hnací elektromotor dopravníku nemá mít žádné rozběhové tlumení a celý pohon (obr. 5) je třeba navrhnout pro středně rázovité zatížení (nerovnoměrné plnění pásu). Motor a převodovka bude dle požadavku zadávající firmy RPS Ostrava a.s. volena od firmy SEW-EURODRIVE s.r.o. Převodová skříň předpokládána pro tento pohon - kuželočelní s dutým výstupním hřídelem pro přímou montáž na hřídel bubnu. Spojka použitá pro tento pohon bude vřazena mezi elektromotor a převodovku a mělo by se jednat o spojkou pružnou a to proto, aby nebyly rázy, vznikající na hnacím bubnu přenášeny na vinutí motoru.

Hnací buben uložený v ložiskových domcích bude upevněn šrouby k základnímu rámu. Na hřídel hnacího bubnu bude zavěšena pohonná jednotka.

Pohon skládající se z motoru, spojky a převodové skříně bude upevněn šrouby na společný nosný rám, který z tohoto pohonu vytvoří pohonnou jednotku. Tuto pohonnou jednotku pak lze zavěsit na hřídel hnacího bubnu a podepřít opěrnou nohou. Pro toto uspořádání bude dále prováděn návrh pohonné jednotky a jejích součástí.



Obr. 5. Schéma pohonu dopravníku

Legenda k obr. 5

- 1 – hnací buben – svařovaný, pogumovaný
- 2 – elektromotor od firmy SEW-EURODRIVE s.r.o.
- 3 – průmyslová kuželočelní převodovka od firmy SEW-EURODRIVE s.r.o.
- 4 – spojka pružná elastomerová spojka od firmy Rexnord, typ Rex Omega
- 5 – nosný rám pohonné jednotky
- 6 – základní rám
- 7 – ložiskový domek od firmy SKF
- 8 – opěrná noha rámu pohonu

5 Výpočet nového pohonu pásového dopravníku

5.1 Výpočet pásového dopravníku dle ČSN 26 3102

Výpočet byl proveden dle normy ČSN 26 3102 [13, 15, 16] v programu Microsoft Excel. Tento výpočet bude v diplomové práci uveden formou tabulky (tab. 3), protože se nejedná o řešení samotného jádra diplomové práce.

Tab. 3. Výpočet dopravníku dle ČSN 26 3102 – část 1

| popis veličiny | veličina |
|--|--|
| Rychlost pásu | $v = 1,70 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ |
| Skutečné přepravované množství hmoty | $Q = 1000 \text{ t} \cdot \text{h}^{-1}$ |
| Sypná hmotnost dopravované hmoty | $\rho = 1100 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$ |
| Dynamický sypný úhel | $\psi_{\text{dyn}} = 18^\circ$ |
| Úhel sklonu dopravníku | $\varepsilon = 0^\circ$ |
| Součinitel korekce průřezu vrchlíku náplně pásu ve sklonu | $k_1 = 1,000$ |
| Součinitel plnění dopravníku | $\kappa = 0,80$ |
| Min. potřebný průřez dopravovaných hmot na pásu | $A_{\text{min}} = 0,186 \text{ m}^2$ |
| Typ stolice | 3 |
| Šířka dopravního pásu | $B = 1,400 \text{ m}$ |
| Úhel sklonu bočních válečků | $\lambda_v = 30^\circ$ |
| Délka středního válečku v horní tříválečkové stolici | $L_3 = 0,315 \text{ m}$ |
| Využitá ložná šířka dopravního pásu | $b_p = 1,210 \text{ m}$ |
| Průmět b do vodorovné roviny | $b_1 = 1,090 \text{ m}$ |
| Teoretický průřez vrchlíku náplně pásu | $A_1 = 0,064 \text{ m}^2$ |
| Teoretický průřez spodní části náplně pásu | $A_2 = 0,157 \text{ m}^2$ |
| Součinitel korekce průřezu náplně pásu ve sklonu | $k_p = 1,000$ |
| Teoretický celkový průřez náplně pásu | $A = 0,222 \text{ m}^2$ |
| <i>Odpor hlavní</i> | |
| Hmotnost dopravovaných hmot připadající na 1m dopravníku | $m_1 = 163,4 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1}$ |
| Hmotnost 1 m pásu | $m_2 = 19,5 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1}$ |
| Počet válečků v horní stolici | $n_h = 3$ |
| Hmotnost rotujících částí jednoho horního válečku | $m_r = 5,2 \text{ kg}$ |
| Rozteč horních válečkových stolic | $t_h = 1,000 \text{ m}$ |
| Hmotnost rotujících částí válečků na 1m horní větve dopravníku | $m_{rh} = 15,6 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1}$ |
| Počet válečků v dolní stolici | $n_d = 1$ |
| Hmotnost rotujících částí jednoho dolního válečku | $m_r = 5,2 \text{ kg}$ |
| Rozteč dolních válečkových stolic | $t_d = 3,000 \text{ m}$ |
| Hmotnost rotujících částí válečků na 1m dolní větve dopravníku | $m_{rd} = 1,7 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1}$ |
| Globální fiktivní součinitel tření | $f = 0,025$ |

Tab. 3. Výpočet dopravníku dle ČSN 26 3102 – část 2

| popis veličiny | veličina |
|---|--|
| Délka dopravníku | $L = 29,000\text{ m}$ |
| Tíhové zrychlení | $g = 9,81\text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$ |
| Hlavní odpory dopravníku | $F_H = 1563\text{ N}$ |
| <i>Odpory vedlejší</i> | |
| Použít zjednodušený vztah pro vedlejší odpory? (0=ne /1=ano) | 0 |
| Složka rychlosti přiváděné dopravované hmoty ve směru dopravy | $v_0 = 0,0\text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ |
| Odpor v násypce vlivem urychlování dopravované hmoty | $F_{N1} = 472\text{ N}$ |
| Součinitel tření mezi pásem a dopravovanou hmotou | $\mu_1 = 0,7$ |
| Úhel sklonu dopravníku v místě násypky | $\varepsilon_n = 0^\circ$ |
| Dráha urychlování dopravované hmoty v násypce | $L_u = 0,210\text{ m}$ |
| Délka násypky celková | $L_n = 4,000\text{ m}$ |
| Světlná šířka násypky | $b_n = 0,900\text{ m}$ |
| Součinitel tření mezi dopravovanou hmotou a boční stěnou | $\mu_2 = 0,7$ |
| Odpor tření dopravované hmoty o násypku v místě urychlení | $F_{N2} = 173\text{ N}$ |
| Délka bočního vedení v násypce po urychlení | $L_{bn} = 20,000\text{ m}$ |
| Střední třecí výška styku materiálu s bočním vedením v násypce | $h_m = 0,051\text{ m}$ |
| Odpor tření dopravované hmoty o boční vedení v násypce | $F_{BVn} = 393,8\text{ N}$ |
| Počet nepoháněných bubnů (kromě shazovacího vozu) | $n_b = 1$ |
| Odpor jednoho nepoháněného bubnu | $F_{Bi} = 1200\text{ N}$ |
| Vedlejší odpory dopravníku (součet) | $F_{Vo} = 2239\text{ N}$ |
| <i>Odpory přídatné</i> | |
| Dopravní výška | $H = 0,000\text{ m}$ |
| Odpor k překonání dopravní výšky | $F_z = 0\text{ N}$ |
| Počet čističů pásu | $n_c = 2$ |
| Odpor jednoho čističe pásu | $F_c = 450\text{ N}$ |
| Dopravní výška shazovacího vozu | $H_s = 0,000\text{ m}$ |
| Odpor shazovacího vozu | $F_s = 0\text{ N}$ |
| Odpor shrnovače dopravovaných hmot z pásu | $F_{sp} = 0\text{ N}$ |
| Délka bočního vedení mimo násypku | $L_b = 15,000\text{ m}$ |
| Světlná šířka bočního vedení mimo násypku | $b_b = 0,9\text{ m}$ |
| Střední třecí výška styku materiálu s bočním vedením | $h_t = 0,051\text{ m}$ |
| Odpor tření dopravované hmoty o boční vedení | $F_{BV} = 295,4\text{ N}$ |
| Přídatné odpory dopravníku (součet) | $F_p = 1195\text{ N}$ |
| Výsledný odpor | $F_u = 4997\text{ N}$ |
| Celková účinnost pohonu | $\eta = 0,85$ |
| Výkon motorů | $P = 10,0\text{ kW}$ |
| Nejbližší vyšší výkon motoru | $P = 11,0\text{ kW}$ |
| $P = 11,0\text{ kW}$ vyhovuje, ale je na hranici - doporučený motor | $P = 15,0\text{ kW}$ |

Tab. 3. Výpočet dopravníku dle ČSN 26 3102 – část 3

| popis veličiny | veličina |
|---|-----------------------------|
| Průměr bubnu | $d = 0,5\text{ m}$ |
| Úhel opásání poháněcího bubnu | $\alpha = 190^\circ$ |
| Součinitel tření mezi pásem a bubnem | $\mu = 0,15$ |
| Tah v pásu ve větvi nabíhající na poháněcí buben | $F_1 = 12752\text{ N}$ |
| Tah v pásu ve větvi sbíhající z poháněcího bubnu | $F_2 = 7754\text{ N}$ |
| Tlak vznikající mezi hnacím bubnem a pásem | $p = 0,029\text{ MPa}$ |
| Relativní průvěs pásu mezi válečkovými stolicemi | $h_{rel} = 0,02$ |
| Nejmenší tah v pásu pro omezení průvěsu v horní větvi | $F_{1min} = 11214\text{ N}$ |
| Nejmenší tah v pásu pro omezení průvěsu v dolní větvi | $F_{2min} = 3587\text{ N}$ |

Legenda k tabulce 3

- hodnoty značené **modře** jsou voleny
- hodnoty značené **černě** jsou výsledkem výpočtu
- hodnota označená **červeně** je volena na základě výpočtů

5.2 Volba pohonu bubnu

Pohon je navrhován dle katalogu výrobce SEW-EURODRIVE s.r.o. V katalogu [20] je podrobný postup návrhu pohonu a všechny potřebné kontroly zmiňovaných prvků pohonu, zejména převodové skříně.

5.2.1 Výpočet vstupních parametrů pro volbu pohonu

Požadované otáčky hnacího bubnu

$$n_2 = \frac{v \cdot 60}{\pi \cdot d} = \frac{1,7 \cdot 60}{\pi \cdot 0,5} = 64,935\text{ min}^{-1} \quad (1)$$

Výkon potřebný pro pohon hnacího bubnu

Výkon motoru je vypočten již ve výpočtu dopravníku dle normy ČSN 26 3102 (tab. 3), který uvažuje určitou účinnost celého pohonu. Aby nedošlo ke vzniku chyby způsobené onou účinností, bude výkon na výstupním hřídeli převodovky vypočten na základě skutečného zatížení pohonu od poháněného dopravníku, u nějž musí být překonány všechny provozní odpory. Pro tento výkon pak bude volena vhodná převodová skříň a další součásti.

$$P_2 = F_u \cdot v = 4997 \cdot 1,7 = 8494,9\text{ W} = 8,4949\text{ kW} \quad (2)$$

5.2.2 Výpočet parametru dle katalogu firmy SEW-EURODRIVE s.r.o.

Výpočet točivého momentu T_2 na výstupním hřídeli z převodovky

$$T_2 = \frac{P_2 \cdot 9550}{n_2} = \frac{8,4949 \cdot 9550}{64,935} = 1249,346\text{ Nm} \quad (3)$$

Výpočet požadovaného převodového poměru převodovky

předpokládané otáčky motoru $n_1 = 1470 \text{ min}^{-1}$

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{1470}{64,935} = 22,638 \quad (4)$$

Tab. 4. Volba provozních faktorů dle katalogu výrobce[20]

| | |
|---|---------------------|
| Servisní faktor (pásový dopravník o výkonu $\leq 100 \text{ kW}$, denním provozu $t > 10 \text{ hod/den}$) | $F_{S\min k} = 1,4$ |
| Faktor maximálního zatížení (> 160 špičkových zatížení během pracovní hodiny) – tento faktor není ve výpočtech použit | $F_F = 2,0$ |
| Faktor zohledňující startovací podmínky (rozběhové- přímé, bez rozběhového tlumení) | $F_{start} = 3,0$ |

Výpočet požadovaného nominálního točivého momentu T_{N2} převodovky

Servisní faktor (tab. 4) má být dle katalogu $F_{S\min k} = 1,4$, po konzultaci se zástupcem firmy SEW-EURODRIVE s.r.o. panem Ing. Janem Kuršem, byl upřesněn tento servisní faktor pro dopravníky používané v těchto provozech na $F_{S\min} = 1,8$

$$T_{N2} \geq T_2 \cdot F_{S\min} \quad (5)$$

$$T_{N2} \geq 1249,346 \cdot 1,8$$

$$T_{N2} \geq 2248,823 \text{ Nm}$$

Volba převodové skříně

Na základě požadovaného nominálního točivého momentu T_{N2} převodovky dle vztahu (5) a pro požadované podélné uspořádání pohonu je třeba použít kuželočelní převodovku s výstupním dutým hřídelem. Dle zadání firmy RPS Ostrava a.s. je třeba volit převodovou skříň z katalogu firmy SEW-EURODRIVE s.r.o.

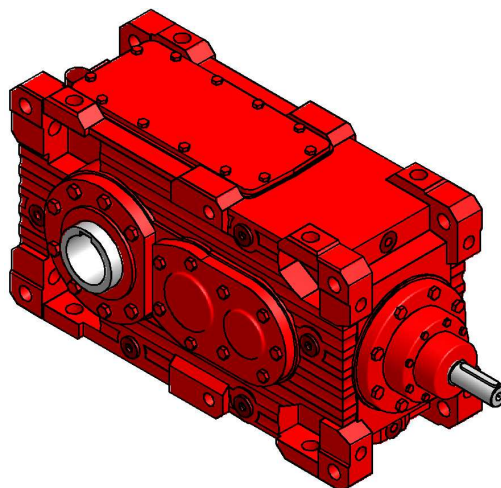
Volená převodová skříň typ **X3KA** (obr. 6) velikost **100** (tab. 5). Může se zdát, že je zvolená převodová skříň pro daný typ pohonu předimenzována, ale není pro dané složení pohonu lepší varianta. Vzhledem k požadavkům zadávající firmy a nabídce firmy dodávající převodové skříně nebylo možné zvolit výkonnostně menší převodovou skříň.

Vlastnosti volené převodovky

Nominální výstupní točivý moment převodovky $T_{N2} = 6800 \text{ Nm}$

Nominální převodový poměr $i_N = 22,4$

Skutečný převodový poměr $i_{ex} = 21,09$



Obr. 6. Převodová skříň SEW-EURODRIVE typ X3KA100/B

Určení nominálního výkonu motoru

I přes určení výkonu motoru ve výpočtu pásového dopravníku, bude výkon motoru určen ještě jednou na základě požadovaného výkonu na výstupu z převodové skříně, jak uvádí výrobce pohonu v katalogu [20].

Účinnost převodové skříně dle katalogu výrobce pro typ X3K..= 0,96

$$P_{NM} \geq P_1 = \frac{P_2}{\eta} = \frac{8494,9}{0,96} = 8848,854 \text{ W} \quad (6)$$

Vybraný motor by měl být o výkonu nejbližším vyšším např. $P_{Mteor} = 9,2 \text{ kW}$, dle požadavku zadávající firmy, bude volen motor o výkonu $P_{NM} = 15 \text{ kW}$.

Kontrola špičkového zatěžování pohonu

Dovolený špičkový výstupní točivý moment převodové skříně $T_{2\text{špič}}$

$$T_{2\text{špič}} = \frac{2 \cdot T_{N2}}{F_F} = \frac{2 \cdot 6800}{2,0} = 6800 \text{ Nm} \quad (7)$$

Výpočet výstupního točivého momentu $T_{2\text{max s}}$ na základě výkonu motoru

$$T_{2\text{max s}} = \frac{P_{NM} \cdot 9,55 \cdot \eta \cdot F_{start}}{n_2} = \frac{15 \cdot 10^3 \cdot 9,55 \cdot 0,96 \cdot 3}{64,935} = 6353 \text{ Nm} \quad (8)$$

Podmínka je že max. startovní točivý moment na výstupu z převodovky $T_{2\text{max s}}$ nesmí být větší, než dovolený špičkový výkon dle katalogu výrobce $T_{2\text{špič}}$

$$T_{2\text{max s}} \leq T_{2\text{špič}} \quad (9)$$

$$6353 \text{ Nm} < 6800 \text{ Nm} \quad \text{vyhovuje}$$

5.2.3 Kontrola potřeby chlazení převodové skříně standardní provozní podmínky

Tepelný výkon převodové skříně P_T

$$P_T \geq P_{TH} \cdot f_1 \cdot f_T = 41 \cdot 1,0 \cdot 1,15 = 47,15 \text{ kW} \quad (10)$$

Faktor nadmořské výšky – pro nadmořskou výšku do 999 m je hodnota $f_1 = 1,0$

Faktor teploty (dle teploty okolí) – voleno dle způsobu mazání a teploty okolního prostředí (průměrná teplota ČR v průběhu roku $t = 10^\circ\text{C}$, způsob mazání převodové skříně X3KA100 - bez chlazení – broděním SL) $f_T = 1,15$

Pro převodovou skřín X3KA100 - bez chlazení dán nominální tepelný výkon $P_{TH} = 41\text{ kW}$

Podmínka pro převodovou skřín bez chlazení

$$P_T \geq P_1$$
$$47,15\text{ kW} > 8,849\text{ kW} \quad \text{vyhovuje} \quad (11)$$

Převodovka může být užita **bez přídavného chlazení**.

5.2.4 Kontrola potřeby chlazení převodové skříně - extrémní provozní podmínky

Extrémními podmínkami je myšlen horký letní den, kdy teplota okolí převodovky dosahuje značně vyšších teplot než je průměrná roční teplota.

Tepelný výkon převodové skříně P_T

$$P_T \geq P_{TH} \cdot f_1 \cdot f_T = 41 \cdot 1,0 \cdot 0,55 = 22,55\text{ kW} \quad (12)$$

Faktor nadmořské výšky – pro nadmořskou výšku do 999 m je hodnota $f_1 = 1,0$

Faktor teploty (dle teploty okolí) – voleno dle způsobu mazání a teploty okolního prostředí (teplota v letních měsících na slunci v ČR $t = 50^\circ\text{C}$, způsob mazání převodové skříně X3KA100 - bez chlazení – broděním SL) $f_T = 0,55$

Pro převodovou skřín X3KA100 - bez chlazení dán nominální tepelný výkon $P_{TH} = 41\text{ kW}$

Podmínka pro převodovou skřín bez chlazení

– při maximálním výkonu motoru (přetížení) $P_1 = P_{MN} = 15\text{ kW}$

$$P_T \geq P_1$$
$$22,55\text{ kW} > 15\text{ kW} \quad \text{vyhovuje} \quad (13)$$

I takto může být převodovka užita **bez přídavného chlazení**.

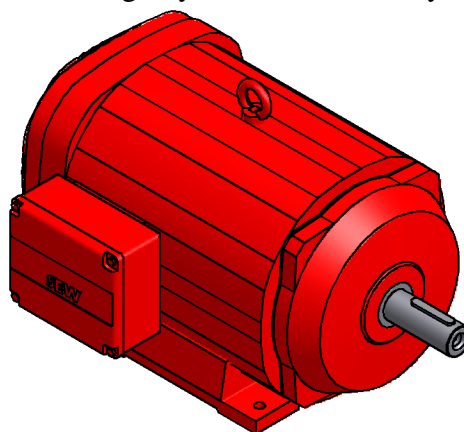
5.2.5 Výsledná volba pohonu

Na základě předešlých výpočtu byla zvolena převodová skřín X3KA100/B, pro kterou budou níže uvedenou tab. 5 shrnuty její technické parametry dle katalogu [20].

Tab. 5. parametry převodové skříně SEW-EURODRIVE typ **X3KA100/B**

| | |
|---|-------------------------------|
| Převodový poměr | $i_{ex} = 21,09$ |
| Nominální výstupní točivý moment | $T_{N2} = 6800 \text{ Nm}$ |
| Dovolené radiální zatížení výstupního hřídele | $F_{Rprev} = 16000 \text{ N}$ |
| Způsob chlazení | žádný |
| Hmotnost převodové skříně | $m_p = 245 \text{ kg}$ |

Motor pro toto řešení volen z katalogu firmy SEW-EURODRIVE s.r.o. Dle požadovaného výkonu $P_{MN} = 15 \text{ kW}$ a způsobu uložení, které je v tomto případě patkové, volen typ motoru **DRE180M4/FI** (obr. 7). Jedná se o úspornější elektromotor s vyšší účinností při shodném výkonu z řady dodávané firmou SEW-EURODRIVE s.r.o. Pro přehlednost budou parametry elektromotoru zjištěné z katalogu výrobce [20] uvedeny v tab. 6.



Obr. 7. Elektromotor SEW-EURODRIVE typ DRE180M4/FI

Tab. 6. Parametry elektromotoru SEW-EURODRIVE typ **DRE180M4/FI**

| | |
|---|-------------------------------|
| Nominální výkon | $P_{NM} = 15 \text{ kW}$ |
| Nominální točivý moment | $T_N = 97 \text{ Nm}$ |
| Nominální otáčky | $n_N = 1470 \text{ min}^{-1}$ |
| Hmotnost motoru | $m_M = 138 \text{ kg}$ |
| Záběrový moment motoru | $T_A/T_N = 2,4$ |
| Účinnost elektromotoru při zatížení 75 % | $\eta_{75\%} = 91,5 \%$ |
| Účinnost elektromotoru při zatížení 100 % | $\eta_{100\%} = 91,0 \%$ |

5.2.6 Výpočet skutečné provozních parametrů dopravníku

Výpočet skutečných otáček poháněcího bubnu

$$n_{2skut} = \frac{n_N}{i_{ex}} = \frac{1470}{21,09} = 69,701 \text{ min}^{-1} \quad (14)$$

Výpočet skutečné rychlosti dopravního pásu

$$n_{2skut} = \frac{v_{skut} \cdot 60}{\pi \cdot d} \Rightarrow \quad (15)$$

$$v_{skut} = \frac{n_{2skut} \cdot \pi \cdot d}{60} = \frac{69,701 \cdot \pi \cdot 0,5}{60} = 1,825 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

Dopravované množství – za podmínky stejného plnění

$$Q_{skut} = Q \cdot \frac{v_{skut}}{v} = 1000 \cdot \frac{1,825}{1,7} = 1073,529 \text{ t} \cdot \text{h}^{-1} \quad (16)$$

Výpočet skutečného výkonu dopravníku – za podmínky stejného plnění pásu

$$P_{2skut} = F_u \cdot v_{skut} = 4997 \cdot 1,825 = 9119,525 \text{ W} = 9,120 \text{ kW} \quad (17)$$

Určení skutečného výkonu před převodovkou

Účinnost převodové skříně dle katalogu výrobce pro typ X3K..= 0,96

$$P_{1skut} = \frac{P_{2skut}}{\eta} = \frac{9119,525}{0,96} = 9499,505 \text{ W} \quad (18)$$

Záběrový moment na hřídeli motoru

Maximální točivý moment bude vyvozen motorem při rozběhu.

$$T_{M \max} = (T_A / T_N) \cdot T_N = 2,4 \cdot 97 = 232,8 \text{ Nm} \quad (19)$$

Záběrový moment na výstupním náboji převodovky

Max. točivý moment vznikající na výstupu z převodovky při rozběhu motoru.

$$T_{2\max} = T_{M \max} \cdot i_{ex} \cdot \eta = 232,8 \cdot 21,09 \cdot 0,96 = 4713,362 \text{ Nm} \quad (20)$$

Jmenovitý točivý moment potřebný na výstupním náboji převodovky

Točivý moment potřebný pro normální provoz dopravníku. To je točivý moment potřebný pro překonání všech provozních odporů dopravníku.

$$T_{2jmen} = \frac{P_2 \cdot 9550}{n_2} = \frac{9120 \cdot 9550}{69,701} = 1249,566 \text{ Nm} \quad (21)$$

5.2.7 Volba spojky mezi motorem a převodovou skříní

Na základě konzultace s odborníkem panem Ing. Janem Tomalou z firmy Koma-Industry s.r.o. bylo možné volit spojku odpovídající nejnovějším trendům v oboru tlumících spojek. Z těchto spojek bylo doporučováno použití elastomerových spojovacích členů (hvězdice vnitřní, vnější a obručové spojky – podobné systému Periflex). Byla tedy zvolena obručová spojka firmy Rexnord typ **Rex Omega** (obr. 9). Volba velikosti spojky byla provedena dle postupu uvedeného v katalogu [18].

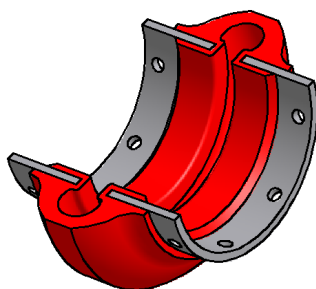
Tato volená spojka byla ještě dále konzultována se zástupcem firmy Rexnord pro ČR a to s panem Ing. Lubomírem Vlkem, který potvrdil, že tato spojka je pro daný typ provozu nejvhodnější a je už prý s úspěchem užívána v Severočeských dolech.

Popis spojky Rex Omega

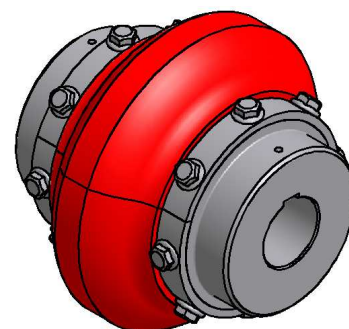
Jedná se o bezúdržbovou, nemazanou, torzně pružnou spojku s díly, u kterých nedochází k opotřebování. Spojka Rex Omega je nejen pružná

spojka, ale také spojka pojistná s rozrušitelnými členy. Při přetížení se odtrhne spojovací polyuretanová obruč od nosného skruženého plechu, který se v obruči začne protáčet. Tato spojka umožňuje vyosení spojovacích hřídelů, a to právě díky elastomerovému pružnému spojovacímu členu. Celá spojka se skládá ze čtyř hlavních částí - dvou nábojů a dvoudílného spojovacího elementu.

Spojovací element je dvoudílný (obr. 8), což umožňuje případnou výměnu spojovacích elementů bez demontáže nábojů spojky. Polyuretan je odolný vůči cyklické únavě a je také odolný vůči průmyslovým chemikáliím. Teplotní rozsah pro provoz této spojky plně odpovídá požadavkům pro daný pohon (-40°C až +93°C).



Obr. 8. Spojovací element Rexnord typ Rex Omega velikost 20



Obr. 9. Kompletní spojka Rexnord typ Rex Omega velikost 20

Náboj spojky bude pro tento pohon volen ocelový (je možné vybírat z různých materiálů, ale pro dané řešení je ocel ideální). Náboje jsou s elastomerovými spojkovými díly spojeny pevnostními šrouby s maticí se samosvorným závitem Nylock.

Výpočty nominálního točivého momentu spojky od zatížení převodovkou

Požadovaný vstupní výkon do převodovky je $P_a = P_{1skut} = 9499,505 \text{ W}$

Otáčky spojky jsou dány otáčkami motoru a to $n = n_N = 1470 \text{ min}^{-1}$

$$T_a = \frac{9550 \cdot P_a}{n} = \frac{9550 \cdot 9,500}{1470} = 61,714 \text{ Nm} \quad (22)$$

Výpočty ekvivalentního točivého momentu spojky

V tab. 7 jsou uvedeny potřebné servisní faktory pro výpočet.

$$T_{eq} = T_a \cdot (SF + S_t) = 61,714 \cdot (3,0 + 1) = 246,858 \text{ Nm} \quad (23)$$

Tab. 7. Volba provozních faktorů dle katalogu výrobce [18]

| | |
|---|--------------------|
| SF servisní faktor – volen pro pásový dopravník s nerovnoměrným plnění pásu | SF = 3,0 |
| S _t teplotní servisní faktor – pro nejextrémnější podmínky (nejvyšší teplotu) | S _t = 1 |

Výběr velikosti spojky

$$T_{NS} \geq T_{eq} \quad (24)$$

Volená spojka velikost **20** $T_{NS} = 260 \text{ Nm}$

$$T_{NS} \geq T_{eq}$$

$$260 \text{ Nm} > 246,858 \text{ Nm} \quad \text{vyhovuje}$$

Kontrola vybrané spojky na maximální točivý moment

Maximální točivý moment přenášený spojkou je $T_{M \max} = 232,8 \text{ Nm}$ vznikající při rozběhu motoru.

$$T_{M \max} \leq 2 \cdot T_{NS}$$

$$232,8 \text{ Nm} < 2 \cdot 260 = 520 \text{ Nm} \quad \text{vyhovuje} \quad (25)$$

Vybraný typ spojky

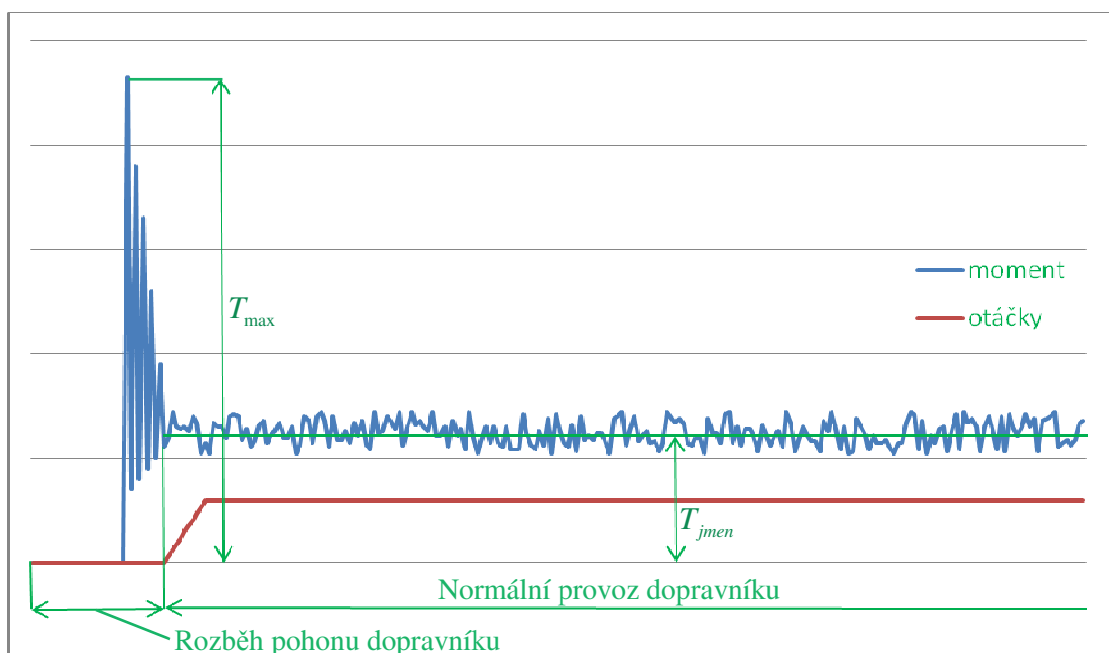
Na základě výpočtu volena spojka firmy Rexnord typ **Rex Omega** velikost **20**. Technické parametry spojky zjištěné v katalogu [18] jsou uvedeny v tab. 8.

Tab. 8. Parametry spojky Rexnord typ **Rex Omega** velikost **20**

| | |
|---------------------------|------------------------------------|
| Nominální točivý moment | $T_{NS} = 260 \text{ Nm}$ |
| Maximální provozní otáčky | $n_{\max} = 6600 \text{ min}^{-1}$ |
| Hmotnost spojky | $m_{SPOJ} = 6,8 \text{ kg}$ |

5.3 Charakteristika provozu

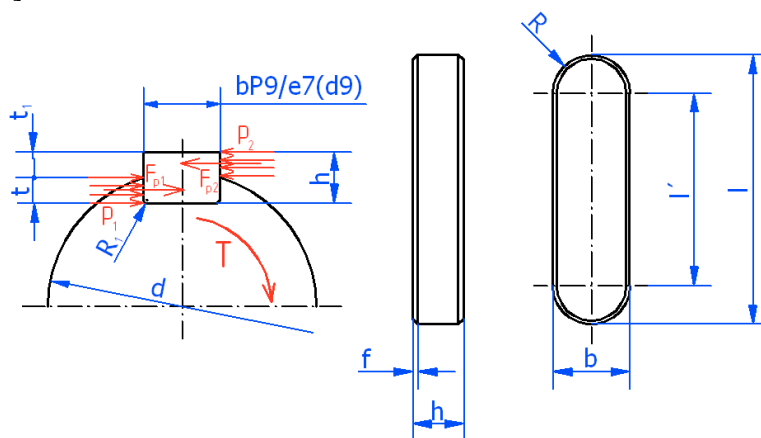
Pohonná stanice pásového dopravníku, navrhovaná v diplomové práci, má rozběh s přímým spouštěním motoru, tudíž je jeho záběrový moment 2,4násobkem jmenovitého. Celý návrh pohonné stanice dopravníku bude dimenzován a kontrolován na maximální zatížení, jež bude představováno oním záběrovým momentem, vznikajícím při spouštění motoru. Maximální točivý moment vzniká při nulových otáčkách, jak je možno vidět v grafu 1. Výpočty normálního (provozního) zatěžování budou prováděny pro jmenovitý točivý moment. Na hnacím bubnu bude jako jmenovitý točivý moment uvažován moment potřebný k překonání všech provozních odporů dopravníku. Charakteristika provozu pohonné stanice je znázorněna v grafu 1.



Graf 1. Charakteristika provozu pohonné stanice pásového dopravníku

5.4 Návrh a výpočet spojení pomocí pera ČSN 02 2562

Pera (obr. 10) použitá na pohonné stanici budou pod spojkou kontrolována na otlačení a stříh. U pera na výstupu z převodové skříně bude proveden kompletní návrh a kontrola [14].



Obr. 10. Rozložení sil působících na pero a rozměry pera

5.4.1 Kontrola pera na hřídeli motoru

- materiál náboje spojky uvažuji z oceli 11 500.1 $\rightarrow p_D = 120 \text{ MPa}$
- F_{p2} – síla působící na bok pera v náboji spojky
- pro průměr hřídele motoru $d_M = 42 \text{ mm}$ platí rozměry pera:
 $b = 12 \text{ mm}$
 $h = 8 \text{ mm}$
 $t = 5,0 \text{ mm}$
 $t_1 = 3,0 \text{ mm}$
- dáno pero *PERO 12e7×8×70* ČSN 02 2562
 - ✓ délka opření pera o náboj spojky $l_{opř1} = 48 \text{ mm}$
 - ✓ délka pera v hřídeli motoru $l_{pmot} = 70 \text{ mm}$

Kontrola na otlačení pera v náboji

Největší přenášený točivý moment je při rozběhu motoru $T_{M \max} = 232,8 \text{ Nm}$.

$$F_{p2} = \frac{T_{M \max}}{\frac{d_M}{2} + \frac{t_1}{2}} = \frac{232800}{\frac{42}{2} + \frac{3,0}{2}} = 10346,667 \text{ N} \quad (26)$$

$$p_2 = \frac{F_{p2}}{t_1 \cdot l_{opř1}} \leq p_D = 120 \text{ MPa} \quad (27)$$

$$p_2 = \frac{10346,667}{3,0 \cdot 48} = 71,852 \text{ MPa} \quad (28)$$

$$p_2 \leq p_D$$

$$71,852 \text{ MPa} < 120 \text{ MPa} \quad \text{vyhovuje}$$

Kontrola na otlačení pera v hřídeli

- materiál hřídele uvažován ocel 11 500.1 $\rightarrow p_D = 120 \text{ MPa}$
- F_{p1} – síla působící na bok pera v hřídeli motoru

$$F_{p1} = \frac{T_{M \max}}{\frac{d_M}{2} - \frac{t}{2}} = \frac{232800}{\frac{42}{2} - \frac{5}{2}} = 12583,784 \text{ N} \quad (29)$$

$$p_1 = \frac{F_{p1}}{t \cdot l_{pmot}} \leq p_D = 120 \text{ MPa} \quad (30)$$

$$p_1 = \frac{12583,784}{5 \cdot 70} = 35,954 \text{ MPa}$$

$$p_1 \leq p_D \quad (31)$$

$35,954 \text{ MPa} < 120 \text{ MPa}$ *vyhovuje*

Kontrola pera na stříh

dovolené smykové napětí $\tau_{DS} = 30 \text{ MPa}$

$$F_s = \frac{T_{M \max}}{\frac{d_M}{2}} = \frac{232800}{\frac{42}{2}} = 11085,714 \text{ N} \quad (32)$$

$$\tau_p = \frac{F_s}{l_{pmot} \cdot b} = \frac{11085,714}{70 \cdot 12} = 13,197 \text{ MPa} \quad (33)$$

$$\tau_{DS} \geq \tau_p \quad (34)$$

$30 \text{ MPa} > 13,197 \text{ MPa}$ *vyhovuje*

5.4.2 Kontrola pera na vstupním hřídeli převodovky

- materiál náboje spojky uvažován z oceli 11 500.1 $\rightarrow p_D = 120 \text{ MPa}$
- F_{p2} – síla působící na bok pera v náboji spojky
- pro průměr hřídele na vstupu do převodovky $d_{pv} = 32 \text{ mm}$ platí rozměry

pera:

$$b = 10 \text{ mm}$$

$$h = 8 \text{ mm}$$

$$t = 5,0 \text{ mm}$$

$$t_1 = 3,0 \text{ mm}$$

- dáno pero *PERO 10e7×8×70 ČSN 02 2562*
 - ✓ délka opření pera o náboj spojky $l_{opř2} = 50 \text{ mm}$
 - ✓ délka pera v hřídeli převodovky $l_{ppře} = 70 \text{ mm}$

Kontrola na otláčení pera v náboji

Největší přenášený točivý moment je při rozběhu motoru $T_{M \max} = 232,8 \text{ Nm}$.

$$F_{p2} = \frac{T_{M \max}}{\frac{d_{pv}}{2} + \frac{t_1}{2}} = \frac{232800}{\frac{32}{2} + \frac{3,0}{2}} = 13302,857 \text{ N} \quad (35)$$

$$p_2 = \frac{F_{p2}}{t_1 \cdot l_{opř2}} \leq p_D = 120 \text{ MPa} \quad (36)$$

$$p_2 = \frac{13302,857}{3,0 \cdot 50} = 88,686 \text{ MPa}$$

$$p_2 \leq p_D \quad (37)$$

$$88,686 \text{ MPa} < 120 \text{ MPa} \quad \text{vyhovuje}$$

Kontrola na otláčení pera v hřídeli

- materiál hřídele uvažován ocel 11 500.1 $\rightarrow p_D = 120 \text{ MPa}$
- F_{p1} – síla působící na bok pera ve vstupní hřídeli převodovky

$$F_{p1} = \frac{T_{M \max}}{\frac{d_{pv}}{2} - \frac{t}{2}} = \frac{232800}{\frac{32}{2} - \frac{5}{2}} = 17244,444 \text{ N} \quad (38)$$

$$p_1 = \frac{F_{p1}}{t \cdot l_{ppře}} \leq p_D = 120 \text{ MPa} \quad (39)$$

$$p_1 = \frac{17244,444}{5 \cdot 70} = 49,270 \text{ MPa}$$

$$p_1 \leq p_D \quad (40)$$

$$49,270 \text{ MPa} < 120 \text{ MPa} \quad \text{vyhovuje}$$

Kontrola pera na střih

dovolené smykové napětí $\tau_{DS} = 30 \text{ MPa}$

$$F_s = \frac{T_{M \max}}{\frac{d_{pv}}{2}} = \frac{232800}{\frac{32}{2}} = 14550 \text{ N} \quad (41)$$

$$\tau_p = \frac{F_s}{l_{ppře} \cdot b} = \frac{14550}{70 \cdot 10} = 20,786 \text{ MPa} \quad (42)$$

$$\tau_{DS} \geq \tau_p \quad (43)$$

$$30 \text{ MPa} > 20,786 \text{ MPa} \quad \text{vyhovuje}$$

5.4.3 Výpočet pera na výstupním náboji převodovky

- materiál náboje v převodovce uvažován z oceli 11 500.1
 $\rightarrow p_D = 120 \text{ MPa}$
- F_{p2} – síla působící na bok pera ve výstupním náboji převodovky
- pro průměr hřídele $d_{lož} = 75 \text{ mm}$ platí rozměry pera:

$$b = 22 \text{ mm}$$

$$h = 14 \text{ mm}$$

$$t = 8,6 \text{ mm}$$

$$t_1 = 5,4 \text{ mm}$$

Návrh délky pera z otláčení pera a výstupního náboje převodovky

Maximální přenášený točivý moment je při rozběhu pohonu

$$T_{2\max} = 4713,362 \text{ Nm}$$

$$F_{p2} = \frac{T_{2\max}}{\frac{d_{lož}}{2} + \frac{t_1}{2}} = \frac{4713362}{\frac{75}{2} + \frac{5,4}{2}} = 117247,811 \text{ N} \quad (44)$$

$$p_2 = \frac{F_{p2}}{l' \cdot t_1} \leq p_D = 120 \text{ MPa} \Rightarrow \quad (45)$$

$$l' = \frac{F_{p2}}{p_D \cdot t_1} = \frac{117247,811}{120 \cdot 5,4} = 180,938 \text{ mm}$$

$$l = l' + b = 180,938 + 22 = 202,938 \text{ mm}$$

Volena délka pera $l = 220 \text{ mm}$

Voleno pero *PERO 22e7*×14×220 ČSN 02 2562

Kontrola na otláčení pera v hřídeli

- materiál hřídele volen ocel 11 523.1 → $p_D = 120 \text{ MPa}$
- F_{p1} – síla působící na bok pera v hřídeli bubnu

$$F_{p1} = \frac{T_{2\max}}{\frac{d_{\text{lož}}}{2} - \frac{t}{2}} = \frac{4713362}{\frac{75}{2} - \frac{8,6}{2}} = 141968,735 \text{ N}$$

$$p_1 = \frac{F_{p1}}{t \cdot l} \leq p_D = 120 \text{ MPa}$$

$$p_1 = \frac{141968,735}{8,6 \cdot 220} = 75,036 \text{ MPa} \quad \text{vyhovuje}$$

$$p_{2\text{skut}} = \frac{F_{p2}}{(l-b) \cdot t_1} = \frac{117247,811}{(220-22) \cdot 5,4} = 109,659 \text{ MPa}$$

Kontrola pera na střih

dovolené smykové napětí $\tau_{DS} = 30 \text{ MPa}$

$$F_s = \frac{T_{2\max}}{\frac{d_{\text{lož}}}{2}} = \frac{4713362}{\frac{75}{2}} = 125689,653 \text{ N}$$

$$\tau_p = \frac{F_s}{l \cdot b} = \frac{125689,653}{220 \cdot 22} = 25,969 \text{ MPa}$$

$$\tau_{DS} \geq \tau_p$$

$$30 \text{ MPa} > 25,969 \text{ MPa} \quad \text{vyhovuje}$$

5.5 Výpočet výsledného zatížení bubnu od pásu

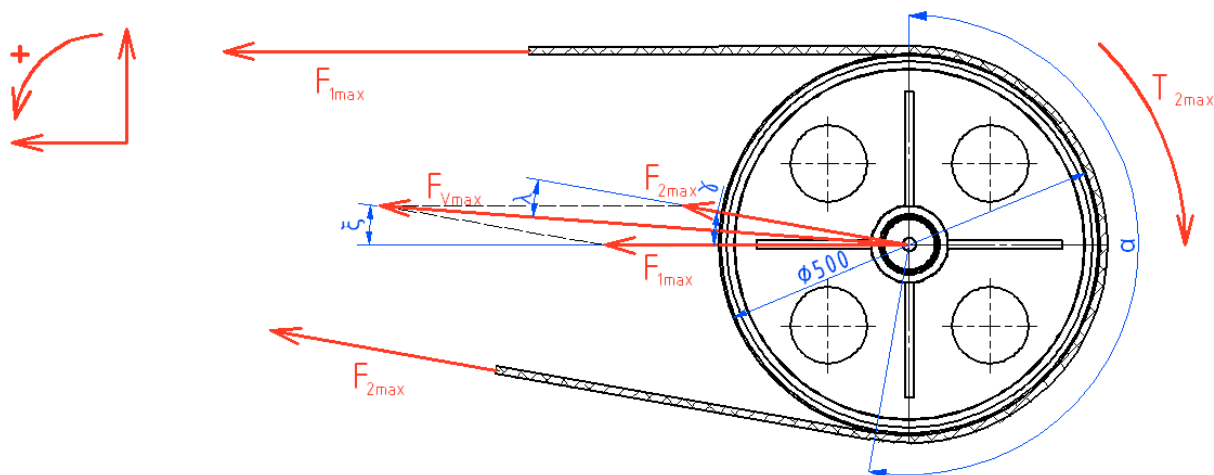
Pro výpočet výsledného zatížení bubnu je třeba nejprve určit zátěžné tahové síly na bubnu při rozběhu (maximální točivý moment) a normální provoz dopravníku (jmenovitý točivý moment). Poté je třeba určit výsledné tahové síly a úhel jejich působení, případné rozložení do jednotlivých os působících sil [4, 6].

Tab. 8. Vstupní parametry pro řešení jmenovitého zatížení bubnu

| | |
|---|-------------------------|
| Tlak mezi pásem a bubnem | $p = 0,029 \text{ MPa}$ |
| Výsledný odpor (obvodová síla na bubnu) | $F_u = 4997 \text{ N}$ |
| Průměr bubnu | $d = 0,5 \text{ m}$ |
| Součinitel tření mezi pásem a bubnem | $\mu = 0,15$ |
| Úhel opásání | $\alpha = 190^\circ$ |

5.5.1 Výpočet tahových sil při rozběhu dopravníku

Tato varianta tahových sil je pouze teoretická, protože v pásu i na plášti bubnu dochází k pružným deformacím a proto k takto extrémním tahům v podstatě nemůže dojít. U tohoto výpočtu je třeba vycházet ze záběrového (maximálního) točivého momentu, vystupujícího z převodové skříně a to $T_{2\max} = 4713,362 Nm$ (obr. 11, 12). Ostatní parametry potřebné do výpočtu jsou uvedeny v tab. 8.



Obr. 11. Schéma výsledného působení tahových sil v pásu na buben při rozběhu dopravníku

Maximální přenášená obvodová síla

$$F_{o\max} = \frac{T_{2\max}}{\frac{d}{2}} = \frac{4713,362}{\frac{0,5}{2}} = 18854 N \quad (53)$$

Maximální tahová síla v nabíhající větvi F_{lmax}

$$F_{\text{I max}} = F_{\text{o max}} \cdot \frac{e^{f \cdot \alpha}}{e^{f \cdot \alpha} - 1} = 18854 \cdot \frac{e^{0,15 \cdot 190^\circ \cdot \frac{\pi}{180^\circ}}}{e^{0,15 \cdot 190^\circ \cdot \frac{\pi}{180^\circ}} - 1} = 48109 \text{ N} \quad (54)$$

Maximální tahová síla v odbíhající větvi $F_{2\max}$

$$F_{2\max} = F_{o\max} \cdot \frac{1}{e^{f \cdot \alpha} - 1} = 18854 \cdot \frac{1}{e^{\frac{0,15 \cdot 190^\circ \cdot \pi}{180^\circ}} - 1} = 29255 \text{ N} \quad (55)$$

5.5.2 Určení výslednice tahových sil při rozběhu dopravníku

Doplňkový úhel

$$\gamma = \alpha - 180^\circ = 190^\circ - 180^\circ = 10^\circ \quad (56)$$

Výslednice maximálních tahových sil

$$\begin{aligned} F_{V \max} &= \sqrt{F_{1 \max}^2 + F_{2 \max}^2 + 2 \cdot F_{1 \max} \cdot F_{2 \max} \cdot \cos \gamma} = \\ F_{V \max} &= \sqrt{48109^2 + 29255^2 + 2 \cdot 48109 \cdot 29255 \cdot \cos 10^\circ} = 77087,123 \text{ N} \end{aligned} \quad (57)$$

Určení odklonu výslednice tahových sil

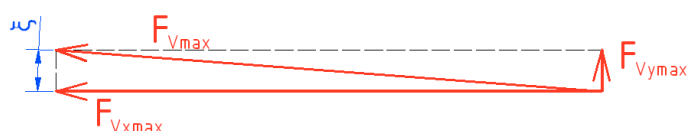
$$\xi = \gamma - \lambda = 10^\circ - 6,222^\circ = 3,778^\circ = 3^\circ 46' 42'' \quad (58)$$

Úhel λ určíme ze vztahu

$$\sin \lambda = \frac{F_{lmax}}{F_{Vmax}} \cdot \sin \gamma \Rightarrow \lambda = \arcsin \left(\frac{F_{lmax}}{F_{Vmax}} \cdot \sin \gamma \right) \quad (59)$$

$$\lambda = \arcsin \left(\frac{48109}{77087,123} \cdot \sin 10^\circ \right) = 6,222^\circ = 6^\circ 13' 18''$$

5.5.3 Rozklad výslednice tahových sil při rozběhu dopravníku



Obr. 12. Schéma rozkladu výslednice tahových sil při rozběhu dopravníku

Výslednice maximálních tahových sil ve směru osy x

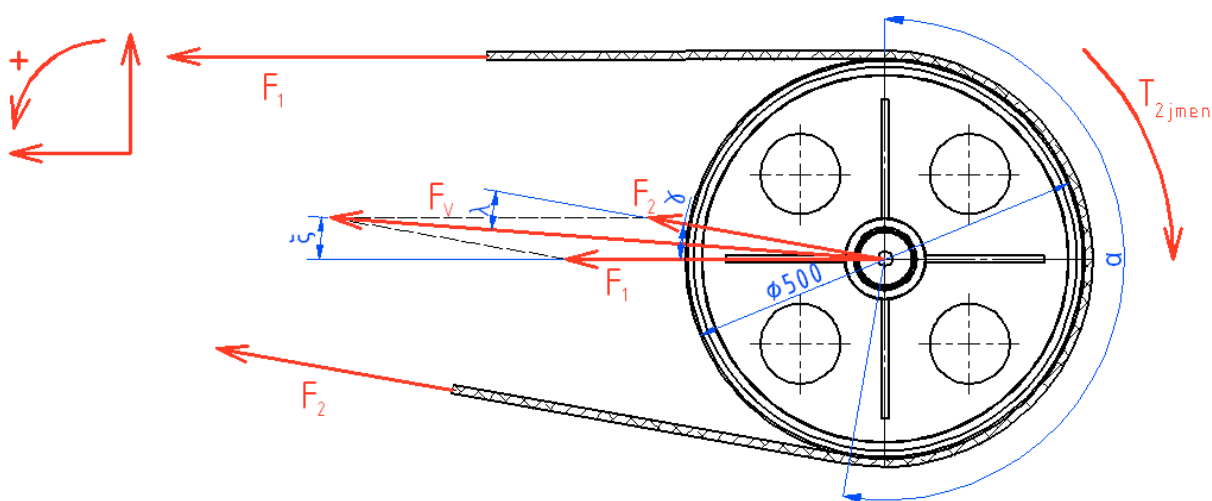
$$\cos \xi = \frac{F_{Vxmax}}{F_{Vmax}} \Rightarrow F_{Vxmax} = F_{Vmax} \cdot \cos \alpha = 77087,123 \cdot \cos 3,778^\circ = 76919,601 \text{ N} \quad (60)$$

Výslednice maximálních tahových sil ve směru osy y

$$\sin \xi = \frac{F_{Vymax}}{F_{Vmax}} \Rightarrow F_{Vymax} = F_{Vmax} \cdot \sin \alpha = 77087,123 \cdot \sin 3,778^\circ = 5079,329 \text{ N} \quad (61)$$

5.5.4 Výpočet tahových sil při provozu dopravníku

Tyto síly jsou vypočteny pro normální provoz dopravníku - jmenovité zatížení (tab. 8), bez ohledu na síly působící při rozběhu dopravníku. Jedná se o ustálený normální provoz dopravníku (obr. 13, 14).



Obr. 13. Schéma výsledného působení tahových sil v pásu na buben při provozu dopravníku

Tahová síla v nabíhající větvi F_1

$$F_1 = F_u \cdot \frac{e^{f \cdot \alpha}}{e^{f \cdot \alpha} - 1} = 4997 \cdot \frac{e^{0,15 \cdot 190^\circ \cdot \frac{\pi}{180^\circ}}}{e^{0,15 \cdot 190^\circ \cdot \frac{\pi}{180^\circ}} - 1} = 12752 \text{ N} \quad (62)$$

Tahová síla v odbíhající větvi F_2

$$F_2 = F_u \cdot \frac{1}{e^{f \cdot \alpha} - 1} = 4997 \cdot \frac{1}{e^{0,15 \cdot 190^\circ \cdot \frac{\pi}{180^\circ}} - 1} = 7754 \text{ N} \quad (63)$$

5.5.5 Určení výslednice tahových sil při provozu dopravníku

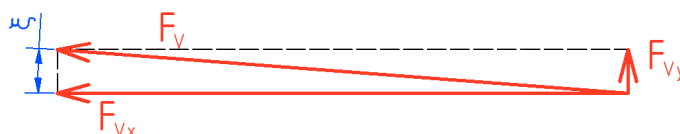
Doplňkový úhel i odklon výslednice tahových sil bude shodný, protože poměr sil zůstává také shodný, proto nebudou znova přepočteny.

Výslednice tahových sil

$$F_V = \sqrt{F_1^2 + F_2^2 + 2 \cdot F_1 \cdot F_2 \cdot \cos \gamma} = \quad (64)$$

$$F_V = \sqrt{12752^2 + 7754^2 + 2 \cdot 12752 \cdot 7754 \cdot \cos 10^\circ} = 20432,612 \text{ N}$$

5.5.6 Rozklad výslednice tahových sil při provozu dopravníku



Obr. 14. Schéma rozkladu výslednice tahových sil při provozu dopravníku

Výslednice ve směru osy x

$$\cos \xi = \frac{F_{Vx}}{F_V} \Rightarrow F_{Vx} = F_V \cdot \cos \alpha = 20432,612 \cdot \cos 3,778^\circ = 20388,209 \text{ N} \quad (65)$$

Výslednice ve směru osy y

$$\sin \xi = \frac{F_{Vy}}{F_V} \Rightarrow F_{Vy} = F_V \cdot \sin \alpha = 20432,612 \cdot \sin 3,778^\circ = 1346,439 \text{ N} \quad (66)$$

5.5.7 Kontrola výsledného tahu pásu na základě tlaku pásu za provozu

Tento tlak působí na buben při normálním provozu dopravníku a je možné ho určit z tahů v pásu, vznikajícího na základě určené výslednice tahových sil a srovnat jej s tlakem vypočteným při výpočtu dopravníku dle ČSN 26 3102 (tab. 3). Podmínkou je zde rovnost těchto tlaků.

šířka pásu $B = 1400 \text{ mm}$

průměr bubnu $d = 500 \text{ mm}$

$$p_{kont} = \frac{F_V}{S} = \frac{F_V}{B \cdot d} = \frac{20432,612}{1,4 \cdot 0,5} = 29189 \text{ Pa} = 0,029 \text{ MPa} \quad (67)$$

$$p_{kont} = p$$

$$0,029 \text{ MPa} = 0,029 \text{ MPa} \quad \text{vyhovuje} \quad (68)$$

5.6 Výpočet sil působících na sestavu pohonné jednotky

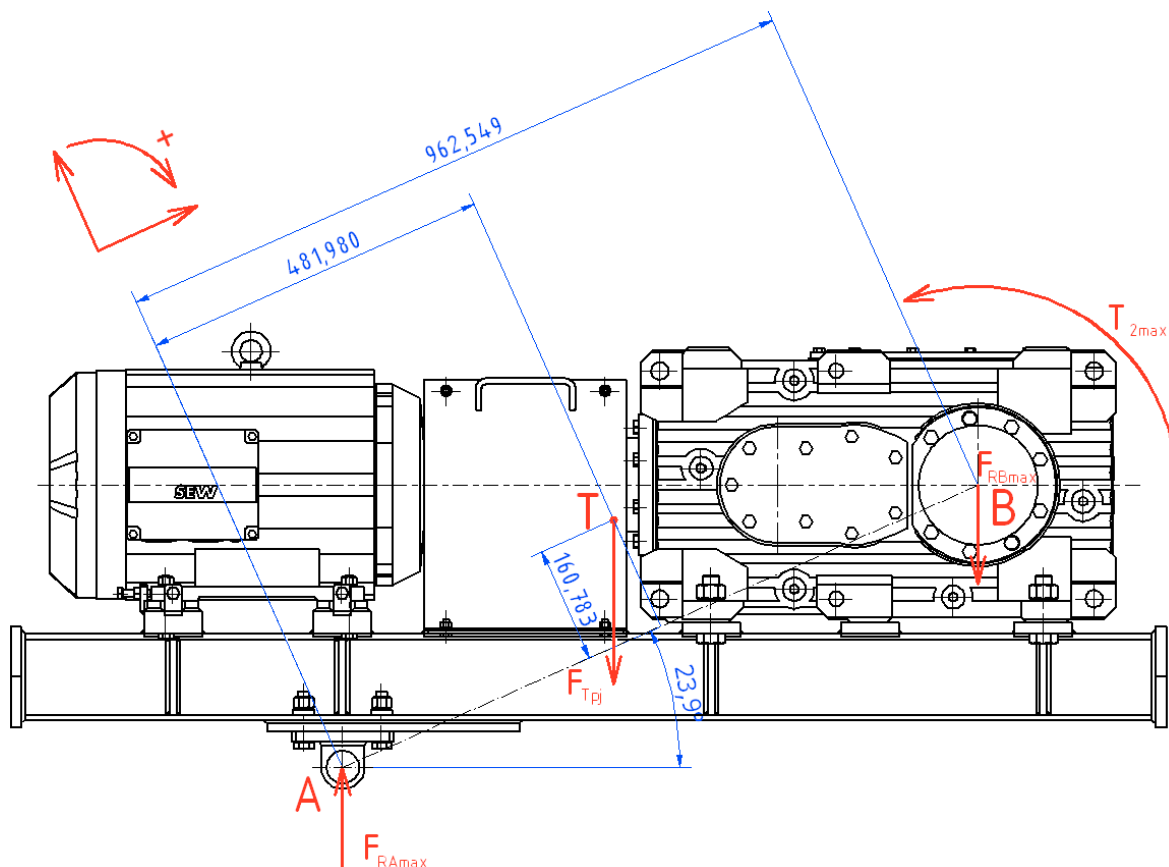
5.6.1 Určení reakcí při rozběhu dopravníku

Reakce vznikající při rozběhu dopravníku (obr. 15, 16) je určována z důvodu působení maximálního točivého momentu, a to záběrového. Točivý moment působící na pohonnou jednotku při rozběhu je $T_{2\max} = 4713,362 \text{ Nm}$.

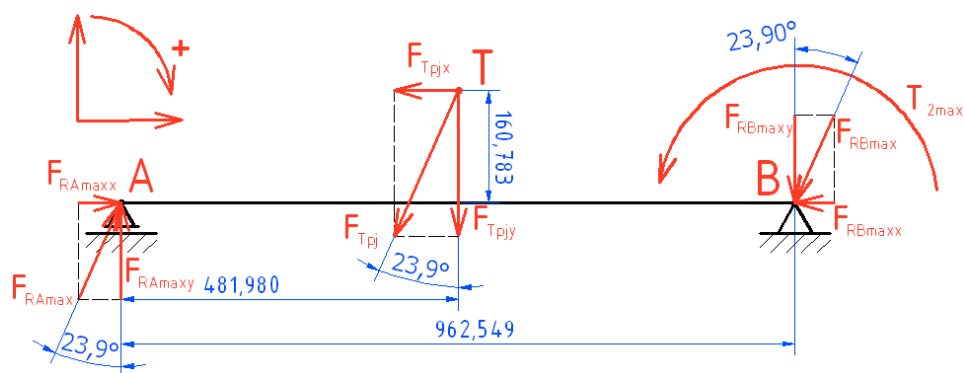
Z modelu v programu Autodesk Inventor, bylo možno určit hmotnost montážní sestavy pohonné jednotky $m_{pj} = 493 \text{ kg}$. Hmotnosti jednotlivých komponent jsou rozepsány v tab. 9.

Tab. 9. Hmotností jednotlivých komponent pohonné jednotky

| Součást | hmotnost |
|---|----------|
| Elektromotor SEW - Eurodrive DRE180M4/FI | 138 kg |
| Převodová skříň SEW – Eurodrive X3KA100/B | 245 kg |
| Nosný rám pohonné jednotky | 88,6 kg |
| Spojka Rexnord Omega 20 | 6,8 kg |
| Kryty spojky (levý + pravý) | 5,6 kg |
| Závěsné oko opěrné nohy | 3,1 kg |
| Spojovací materiál pohonné jednotky | 5,9 kg |



Obr. 15. Zatížení pohonné jednotky při rozběhu dopravníku – max. zatížení



Obr. 16. Zatížení pohonné jednotky při rozběhu dopravníku převedené na nosník pro výpočet

Tíha pohonné jednotky

$$F_{Tpj} = m_{pj} \cdot g = 493 \cdot 9,81 = 4836,33 \text{ N} \quad (69)$$

Tíha pohonné jednotky rozložená do jednotlivých směrů os

$$F_{Tpix} = F_{Tpj} \cdot \sin 23,9^\circ = 4836,33 \cdot \sin 23,9^\circ = 1959,398 \text{ N} \quad (70)$$

$$F_{Tpjy} = F_{Tpj} \cdot \cos 23,9^\circ = 4836,33 \cdot \cos 23,9^\circ = 4421,634 \text{ N} \quad (71)$$

Výpočet reakcí vůči maximálnímu zatížení pohonné jednotky

$$\sum F_{i \max x} = 0 = F_{RA \max x} - F_{RB \max x} - F_{Tpix} \Rightarrow \quad (72)$$

$$F_{RB \max x} = F_{RA \max x} - F_{Tpix} = 3293,241 - 1959,398 = 1333,843 \text{ N}$$

$$\sum F_{i \max y} = 0 = F_{RA \max y} - F_{RB \max y} - F_{Tpjy} \Rightarrow \quad (73)$$

$$F_{RB \max y} = F_{RA \max y} - F_{Tpjy} = 7431,622 - 4421,634 = 3009,988 \text{ N}$$

$$\sum M_{i \max B} = 0$$

$$0 = F_{RA \max y} \cdot 962,549 - F_{Tpjy} \cdot (962,549 - 481,980) - F_{Tpix} \cdot 160,783 - T_{2 \max} \Rightarrow \quad (74)$$

$$F_{RA \max y} = \frac{F_{Tpjy} \cdot (962,549 - 481,980) + F_{Tpix} \cdot 160,783 + T_{2 \max}}{962,549}$$

$$F_{RA \max y} = \frac{4421,634 \cdot 480,569 + 1959,398 \cdot 160,783 + 4713,362 \cdot 10^3}{962,549}$$

$$F_{RA \max y} = 7431,622 \text{ N}$$

$$F_{RA \max x} = F_{RA \max y} \cdot \tan 23,9^\circ = 7431,622 \cdot \tan 23,9^\circ = 3293,241 \text{ N} \quad (75)$$

$$F_{RA \max} = \frac{F_{RA \max y}}{\cos 23,9^\circ} = \frac{7431,622}{\cos 23,9^\circ} = 8128,619 \text{ N} \quad (76)$$

$$F_{RB \max} = \sqrt{F_{RB \max x}^2 + F_{RB \max y}^2} = \sqrt{1333,843^2 + 3009,988^2} = 3292,289 \text{ N} \quad (77)$$

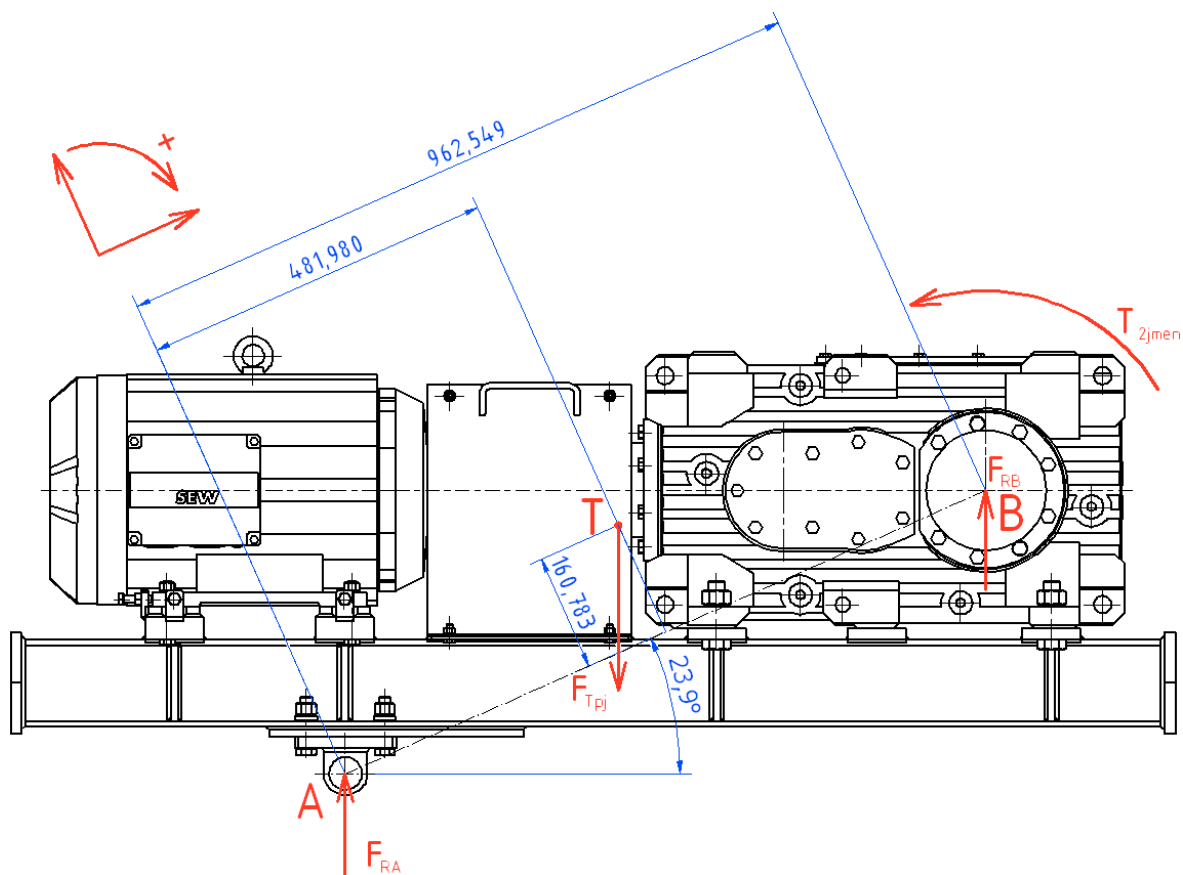
Převodová skříň snese jen určité radiální zatížení výstupního hřídele. Proto je třeba výslednou sílu v podpoře B zkontrolovat, jestli nepřekračuje dovolenou mez $F_{Rpřev} = 16000 \text{ N}$.

$$F_{Rpřev} \geq F_{RB \max} \quad (78)$$

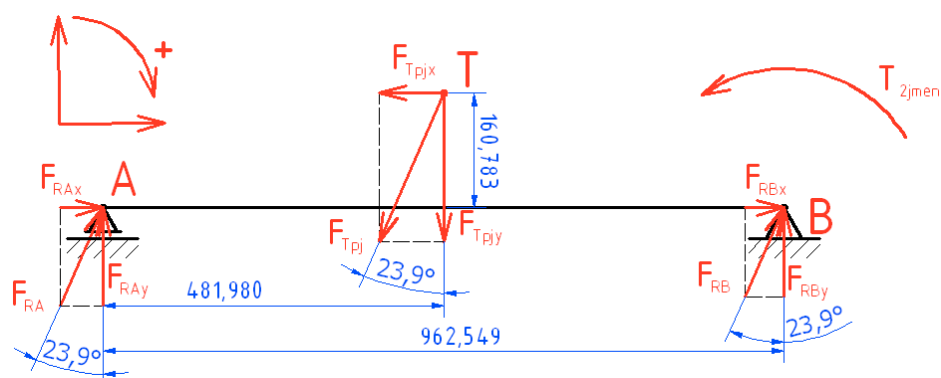
$$16000 \text{ N} > 3293,241 \text{ N} \quad \text{vyhovuje}$$

5.6.2 Určení reakcí při normálním provozu dopravníku

Při provozu dopravníku (obr. 17, 18) bude zapotřebí točivý moment potřebný pro překonání všech provozních odporů dopravníku $T_{2jmen} = 1249,566 Nm$. Silové poměry budou v tomto případě příznivější, než je to u rozběhu dopravníku, ale je třeba je vypočítat pro určení správných provozních reakcí, které budou dále zatěžovat navazující součásti.



Obr. 17. Zatížení pohonné jednotky při normálním provozu dopravníku



Obr. 18. Zatížení pohonné jednotky při normálním provozu dopravníku převedené na nosník pro výpočet

Tíha pohonné jednotky rozložená do jednotlivých směrů os

$$F_{Tpix} = 1959,398 N$$

$$F_{Tpy} = 4421,634 N$$

Výpočet reakcí vůči normálnímu provoznímu zatížení pohonné jednotky

$$\sum F_{ix} = 0 = F_{RAx} + F_{RBx} - F_{Tpjx} \Rightarrow \quad (79)$$

$$F_{RBx} = F_{Tpjx} - F_{RAx} = 1959,398 - 1698,577 = 260,821 \text{ N}$$

$$\sum F_{iy} = 0 = F_{RAy} + F_{RBy} - F_{Tpjy} \Rightarrow \quad (80)$$

$$F_{RBy} = F_{Tpjy} - F_{RAy} = 4421,634 - 3833,056 = 588,578 \text{ N}$$

$$\sum M_{iB} = 0$$

$$0 = F_{RAy} \cdot 962,549 - F_{Tpjy} \cdot (962,549 - 481,980) - F_{Tpjx} \cdot 160,783 - T_{2jmen} \Rightarrow \quad (81)$$

$$F_{RAy} = \frac{F_{Tpjy} \cdot (962,549 - 481,980) + F_{Tpjx} \cdot 160,783 + T_{2jmen}}{962,549}$$

$$F_{RAy} = \frac{4421,634 \cdot 480,569 + 1959,398 \cdot 160,783 + 1249,566 \cdot 10^3}{962,549} = 3833,056 \text{ N}$$

$$F_{RAx} = F_{RAy} \cdot \tan 23,9^\circ = 3833,056 \cdot \tan 23,9^\circ = 1698,577 \text{ N} \quad (82)$$

$$F_{RA} = \frac{F_{RAy}}{\cos 23,9^\circ} = \frac{7431,622}{\cos 23,9^\circ} = 4192,551 \text{ N} \quad (83)$$

$$F_{RB} = \sqrt{F_{RBx}^2 + F_{RBy}^2} = \sqrt{260,821^2 + 588,578^2} = 643,779 \text{ N} \quad (84)$$

Převodová skříň snese jen určité radiální zatížení výstupního hřídele. Proto je třeba výslednou sílu v podpoře B zkontrolovat, jestli nepřekračuje dovolenou mez $F_{Rpřev} = 16000 \text{ N}$.

$$F_{Rpřev} \geq F_{RB} \quad (85)$$

$$16000 \text{ N} > 643,779 \text{ N} \quad \text{vyhovuje}$$

5.7 Výpočet zatížení ložisek

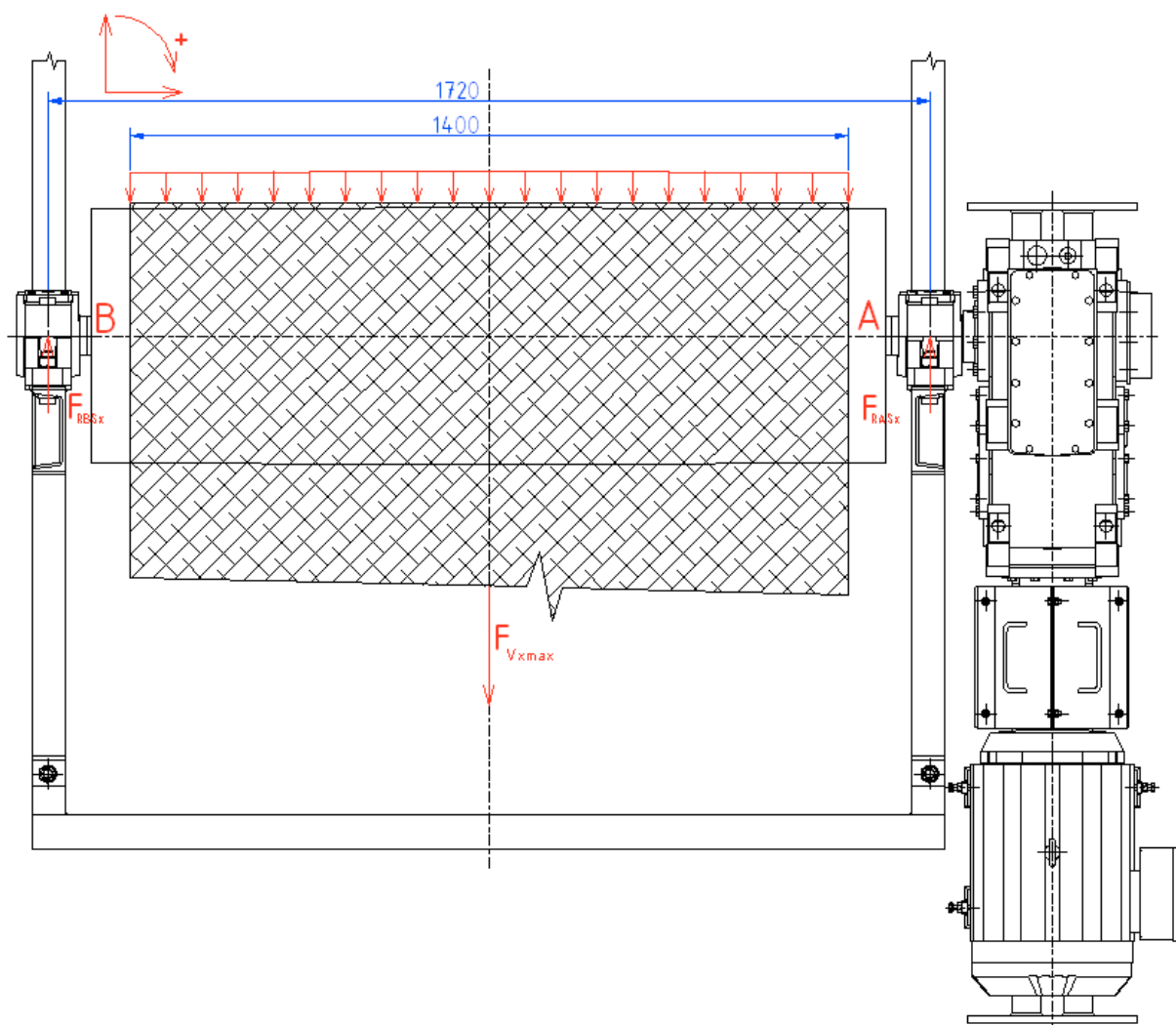
Nejprve je třeba vyřešit statické zatížení ložisek bubnu, které bude třeba počítat pro rozběhové (maximální) tahy v pásu a pro zatížení hřídele bubnu od pohonné jednotky při rozběhu dopravníku.

Ve druhé fázi je třeba provést výpočet ložisek bubnu pro provozní zatížení. Výpočet bude proveden pro provozní tahy v pásu a pro zatížení hřídele bubnu od pohonné jednotky při normálním provozu dopravníku.

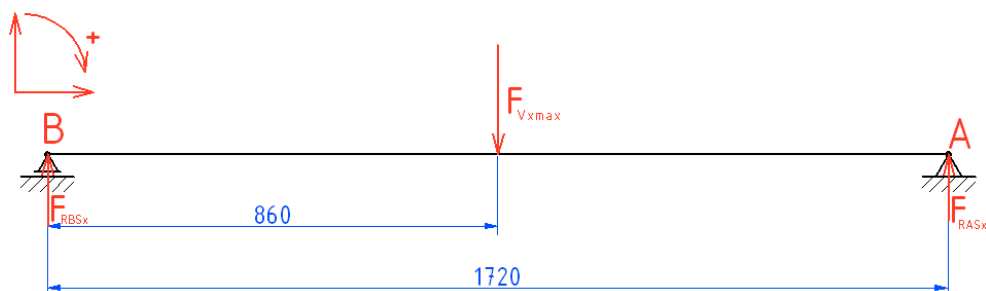
5.7.1 Určení statického zatížení ložisek ve směru osy x

Ve směru osy x (obr. 19, 20) budou zatížení ložisek shodné, protože výsledný tah v pásu působí v celé šířce pásu (případně je možné představit si tento tah jako sílu, působící uprostřed pásu).

Výsledné tahové zatížení při rozběhu dopravníku je $F_{Vx\max} = 76919,601 \text{ N}$.



Obr. 19. Statické zatížení ložisek bubnu ve směru osy x



Obr. 20. Statické zatížení ložisek bubnu ve směru osy x převedený na nosník

$$\sum M_{iSB} = 0 = \frac{F_{Vx\max}}{1,72} - \frac{F_{RASx}}{1,72} \Rightarrow \quad (86)$$

$$F_{RASx} = \frac{1,72 \cdot F_{Vx\max}}{1,72} = \frac{1,72 \cdot 76919,601}{1,72} = 38459,801 \text{ N}$$

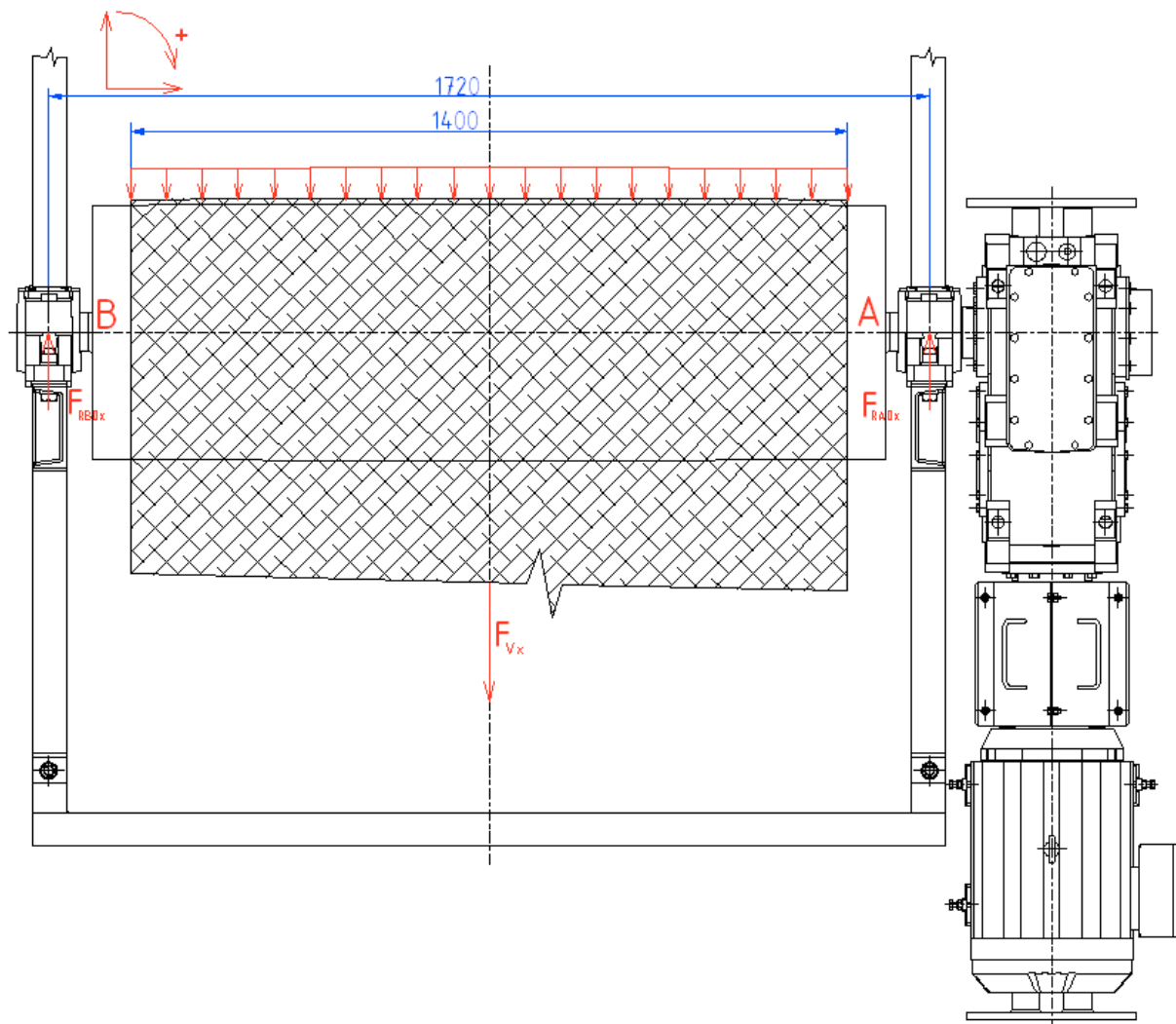
$$\sum F_{iSx} = 0 = F_{RASx} + F_{RBSx} - F_{Vx\max} \Rightarrow \quad (87)$$

$$F_{RBSx} = F_{Vx\max} - F_{RASx} = 76919,601 - 38459,801 = 38459,801 \text{ N}$$

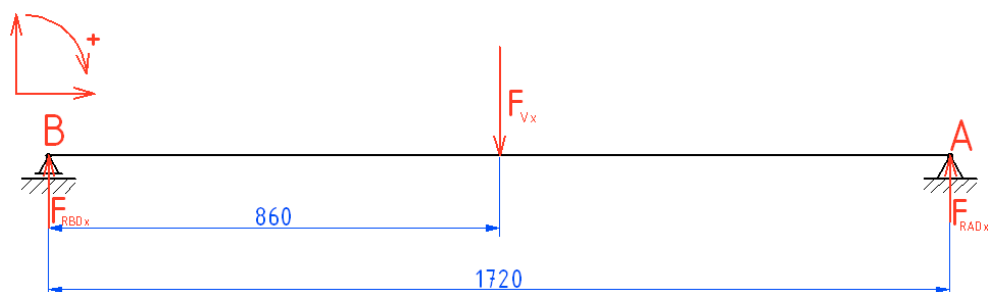
5.7.2 Určení dynamického zatížení ložisek ve směru osy x

U dynamické varianty zatížení (obr. 21, 22) je rozložení sil stejné, jako je tomu u statického zatížení. Je zde jen rozdíl ve velikosti působících sil.

Výsledné tahové zatížení při normálním provozu dopravníku je $F_{Vx} = 20388,209 \text{ N}$.



Obr. 21. Dynamické zatížení ložisek bubnu ve směru osy x



Obr. 22. Dynamické zatížení ložisek bubnu ve směru osy x převedený na nosník

$$\sum M_{iDB} = 0 = \frac{F_{Vx}}{1,72} - \frac{F_{RADx}}{1,72} \Rightarrow \quad (88)$$

$$F_{RBDx} = F_{Vx} - F_{RADx} = 20388,209 - 10194,100 = 10194,105 \text{ N}$$

Délka opásání + pás nesený bubnem

$$l_{pas} = \pi \cdot d \cdot \frac{190^\circ}{360^\circ} + \frac{1+1}{2} = \pi \cdot 0,5 \cdot \frac{190^\circ}{360^\circ} + \frac{2}{2} = 1,829 \text{ m} \quad (91)$$

Tíha pásu

$$F_{Tpas} = m_{pas} \cdot g \cdot l_{pas} = 19,5 \cdot 9,81 \cdot 1,829 = 349,879 \text{ N} \quad (92)$$

Tíha přepravovaného materiálu působící na hnací bubem

Úsek materiálu, který je nesen hnacím bubnem

Zde bude uvažována polovina vzdálenosti mezi hnacím bubnem a první válečkovou stolicí plus poloměr hnacího bubnu.

$$l_{mat} = \frac{1}{2} + \frac{d}{2} = \frac{1}{2} + \frac{0,5}{2} = 0,75 \text{ m} \quad (93)$$

Určení hmotnosti přepravovaného materiálu na jeden metr délky

$$Q = 1000 \text{ t} \cdot h^{-1} = 1 \cdot 10^6 \text{ kg} \cdot h^{-1} = \frac{1 \cdot 10^6}{3600} = 277,778 \text{ kg} \cdot s^{-1}$$

Určení hmotnosti přepravovaného materiálu, který je nesen hnacím bubnem

Dopravní rychlost, jakou bude materiál přemísťován pásem $v_{skut} = 1,825 \text{ m} \cdot s^{-1}$.

$$m_{mat} = \frac{Q \cdot l_{mat}}{v_{skut}} = \frac{277,778 \cdot 0,75}{1,825} = 114,155 \text{ kg} \quad (94)$$

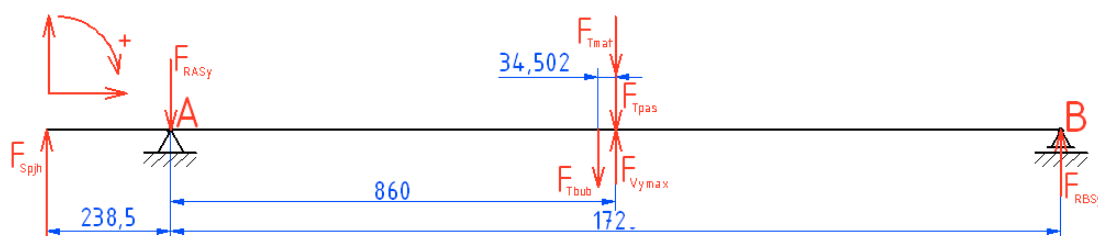
Určení tíhy přepravovaného materiálu, který je nesen hnacím bubnem

$$F_{Tmat} = m_{mat} \cdot g = 114,155 \cdot 9,81 = 1119,864 \text{ N} \quad (95)$$

Výpočet statického zatížení ložisek ve směru osy y

Síla působící na hřídel bubnu od zatížení pohonnou jednotkou při rozběhu dopravníku má maximální hodnotu a to $F_{Spjh} = F_{RBmax} = 3292,289 \text{ N}$.

Výsledná tahová síla v páscech ve směru osy y je $F_{Vymax} = 5079,329 \text{ N}$.



Obr. 24. Statické zatížení ložisek bubnu ve směru osy y převedený na nosník

$$\sum F_{iSx} = 0 \quad (96)$$

$$\sum F_{iSy} = 0 = F_{RBSy} + F_{Vymax} + F_{Spjh} - F_{RASy} - F_{Tbub} - F_{Tpas} - F_{Tmat} \Rightarrow \quad (97)$$

$$F_{RASy} = F_{RBSy} + F_{Vy \max} + F_{Spjh} - F_{Tbub} - F_{Tpas} - F_{Tmat}$$

$$F_{RASy} = 238,865 + 5079,329 + 3292,289 - 3306,951 - 349,879 - 1119,864$$

$$F_{RASy} = 3833,789 \text{ N}$$

$$\sum M_{iSA} = 0$$

$$0 = F_{Tbub} \cdot \left(\frac{1720}{2} - 34,502 \right) + F_{Tpas} \cdot \frac{1720}{2} + F_{Tmat} \cdot \frac{1720}{2} + F_{Spjh} \cdot 238,5 - F_{RBSy} \cdot 1720 - F_{Vy \max} \cdot \frac{1720}{2} \quad (98)$$

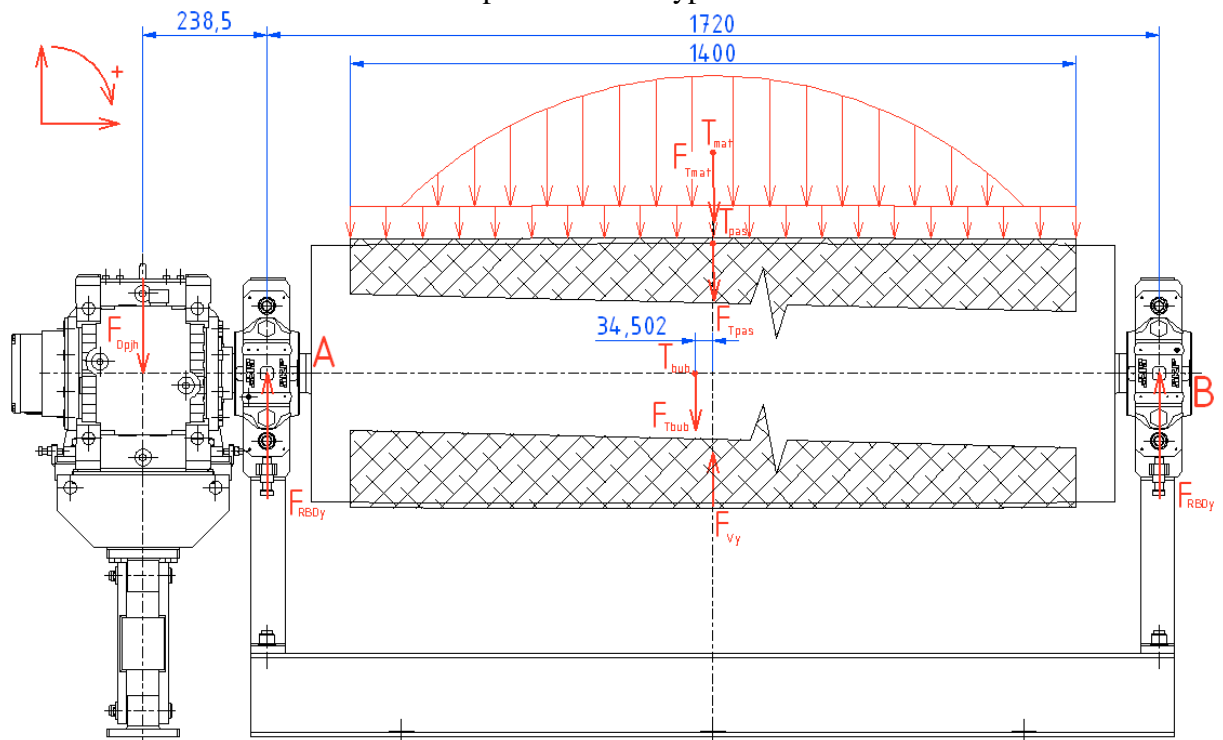
$$\Rightarrow F_{RBSy} = \frac{F_{Tbub} \cdot 825,498 + (F_{Tpas} + F_{Tmat} - F_{Vy \max}) \cdot 860 + F_{Spjh} \cdot 238,5}{1720}$$

$$F_{RBSy} = \frac{3306,951 \cdot 825,498 + (349,879 + 1119,864 - 5079,329) \cdot 860 + 3292,289 \cdot 238,5}{1720}$$

$$F_{RBSy} = 238,865 \text{ N}$$

5.7.4 Určení dynamického zatížení ložisek ve směru osy y

Dynamické zatížení ložisek dopravníku se předpokládá při dopravníku plném materiálu (obr. 25, 26). Hodnoty tíhy materiálu, pásu apod. jsou tedy shodné se zatížením při statickém výpočtu.



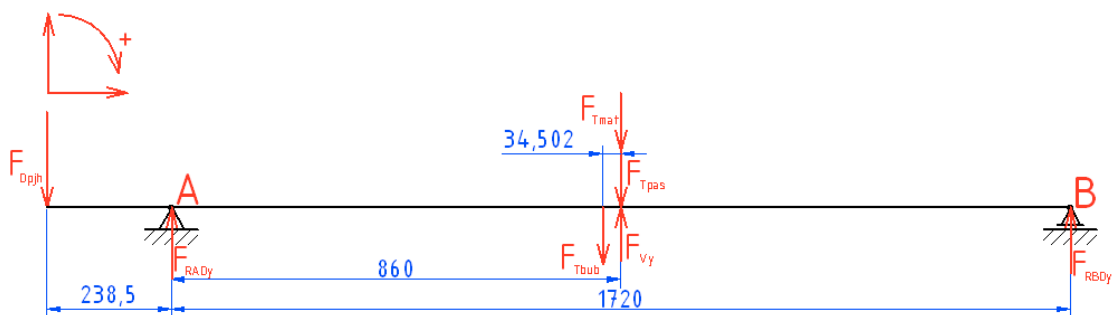
Obr. 25. Dynamické zatížení ložisek bubnu ve směru osy y

Výpočet dynamického zatížení ložisek ve směru osy y

Síla působící na hřídel bubnu od zatížení pohonnou jednotkou při normálním provozu dopravníku má hodnotu $F_{Dpjh} = F_{RB} = 643,779 \text{ N}$.

Výsledná tahová síla v páscech ve směru osy y je $F_{Vy} = 1346,439 \text{ N}$.

Všechny ostatní síly působí stejně, jako je tomu u statického zatížení.



Obr. 26. Dynamické zatížení ložisek bubnu ve směru osy y převedený na nosník

$$\sum F_{iDx} = 0 \quad (99)$$

$$\sum F_{iDy} = 0 = F_{RADy} + F_{RBDy} + F_{Vy} - F_{Dpjh} - F_{Tbub} - F_{Tpas} - F_{Tmat} \Rightarrow \quad (100)$$

$$F_{RADy} = F_{Dpjh} + F_{Tbub} + F_{Tpas} + F_{Tmat} - F_{RBDy} - F_{Vy}$$

$$F_{RADy} = 643,779 + 3306,951 + 349,879 + 1119,864 - 1559,524 - 1346,439$$

$$F_{RADy} = 2514,510 \text{ N}$$

$$\sum M_{iDA} = 0$$

$$0 = F_{Tbub} \cdot \left(\frac{1720}{2} - 34,502 \right) + F_{Tpas} \cdot \frac{1720}{2} + F_{Tmat} \cdot \frac{1720}{2} - F_{RBDy} \cdot 1720 - F_{Vy} \cdot \frac{1720}{2} - F_{Dpjh} \cdot 238,5$$

$$\Rightarrow F_{RBDy} = \frac{F_{Tbub} \cdot 825,498 + (F_{Tpas} + F_{Tmat} - F_{Vy}) \cdot 860 - F_{Dpjh} \cdot 238,5}{1720}$$

$$F_{RBDy} = \frac{3306,951 \cdot 825,498 + (349,879 + 1119,864 - 1346,439) \cdot 860 - 643,779 \cdot 238,5}{1720}$$

$$F_{RBDy} = 1559,524 \text{ N}$$

5.7.5 Určení výsledných statických zatížení ložisek

Výpočet výsledného statického zatížení ložiska A

$$F_{RAS} = \sqrt{F_{RASx}^2 + F_{RASy}^2} = \sqrt{38459,801^2 + 3833,789^2} = 38650,410 \text{ N} \quad (101)$$

Výpočet výsledného statického zatížení ložiska B

$$F_{RBS} = \sqrt{F_{RBSx}^2 + F_{RBSy}^2} = \sqrt{38459,801^2 + 238,865^2} = 38460,543 \text{ N} \quad (102)$$

5.7.6 Určení výsledných dynamických zatížení ložisek bubnu

Výpočet výsledného dynamického zatížení ložiska A

$$F_{RAD} = \sqrt{F_{RADx}^2 + F_{RADy}^2} = \sqrt{10194,105^2 + 2514,510^2} = 10499,645 \text{ N} \quad (103)$$

Výpočet výsledného dynamického zatížení ložiska B

$$F_{RBD} = \sqrt{F_{RBDx}^2 + F_{RBDy}^2} = \sqrt{10194,105^2 + 1559,524^2} = 10312,705 \text{ N} \quad (104)$$

5.8 Statická a dynamická kontrola ložisek

- Výpočet bude prováděn pro více zatěžované ložisko a to ložisko A, zatížené radiální silou při statickém zatěžování $F_{RAS} = 38650,410\text{ N}$ a při dynamické zatěžování bude ložisko zatížené radiální silou $F_{RAD} = 10499,645\text{ N}$. Pokud vyhoví ložisko A, pak vyhoví i ložisko B. Hřídel bude na obou stranách uložena ve stejných ložiscích a ložiskových domcích. Na ložiska nepůsobí žádná funkční axiální síla. Případně vzniklé axiální síly zachytí ložisko, které bude na hřídel upevněno přes upínací pouzdro a bude namontováno v domku jako axiálně vodivé.
- Hřídel pod ložisky má průměr $d_{lož} = 75\text{ mm}$, z důvodu použití upínacích pouzder **H 317** jsou volena ložiska typ **2217 K** (dvouřadé naklápěcí kuličkové ložiska) firmy SKF. Dle použitých ložisek voleny ložiskové domky typ **SNL 517 TS** (labyrintové těsnění) firmy SKF. Parametry ložisek (tab. 10) jsou určeny dle katalogu [21].

Tab. 10. Parametry ložisek

| Označení | Hlavní rozměry | | | Dynamická únosnost | Statická únosnost | Mezní únavové zatížení | Výpočtové součinitele | | | |
|----------|----------------|-----------|-----------|--------------------|-------------------|------------------------|-----------------------|-------|-------|-------|
| 2217 K | $d_{lož}$ | $D_{lož}$ | $B_{lož}$ | C | C_0 | P_u | e | Y_1 | Y_2 | Y_0 |
| | [mm] | | | [N] | | | [-] | | | |
| | 85 | 150 | 36 | 58500 | 23600 | 1120 | 0,25 | 2,5 | 3,9 | 2,5 |

5.8.1 Statická kontrola ložiska A

Ekvivalentní statické zatížení dvouřadého naklápěcího kuličkového ložiska (rovnice dle SKF)

$$P_0 = F_{RAS} + Y_0 \cdot F_a = 38650,410 + 2,5 \cdot 0 = 38650,410\text{ N} \quad (105)$$

Kontrola součinitele bezpečnosti pro dané uložení

Pro rotující ložisko s bodovým stykem za normálních provozních podmínek je dle SKF hodnota statické bezpečnosti $s_{0\min} \geq 0,5$.

$$s_0 = \frac{C_0}{P_0} = \frac{23600}{38650,410} = 0,611 \quad (106)$$

Kontrola podmínky statické bezpečnosti

$$s_{0\min} \leq s_0 \quad (107)$$

$$0,5 < 0,611 \quad \text{vyhovuje}$$

5.8.2 Dynamická kontrola ložiska A

Ekvivalentní dynamické zatížení dvouřadého naklápěcího kuličkového ložiska (rovnice dle SKF)

$$P_L = F_{RAD} + Y_1 \cdot F_a \quad \text{pro } F_a / F_{RAD} \leq e$$

$$P_L = 0,65 \cdot F_{RAD} + Y_2 \cdot F_a \quad \text{pro } F_a / F_{RAD} > e$$

Výpočet poměru a z něj vyplývající ekvivalentní dynamické zatížení ložiska

$$\frac{F_a}{F_{RAD}} = \frac{0}{10499,645} = 0 < e \quad (108)$$

$$P_L = F_{RAD} + Y_1 \cdot F_a = 10499,645 + 2,5 \cdot 0 = 10499,645 \text{ N} \quad (109)$$

Základní trvanlivost ložiska v milionech otáček (pro 90% spolehlivost) dle ISO 281:1990

$q = 3$ - exponent rovnice trvanlivosti pro ložiska s bodovým stykem

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P_L} \right)^w = \left(\frac{58500}{10499,645} \right)^3 = 172,959 \text{ mil.ot.} \quad (110)$$

Trvanlivost ložiska v provozních hodinách (tab. 11)

Požadovaná životnost ložisek je pro daný typ stroje, což je pohon pásového dopravníku pro nepřetržitý provoz $L_{10h} = 40\,000 \text{ hod}$

n_{2skut} - skutečné otáčky bubnu $n_{2skut} = 69,701 \text{ min}^{-1}$

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 \cdot n_{2skut}} \cdot L_{10} = \frac{10^6}{60 \cdot 69,701} \cdot 172,959 = 41357,425 \text{ hod} \text{ vyhovuje} \quad (111)$$

Tab. 11. Trvanlivost ložiska dle standardního výpočtu

| provoz | počet dní provozu | životnost ve dnech | životnost v letech |
|---------|-------------------|--------------------|--------------------|
| 1 směný | 253 | 5169,678 | 20,43 |
| | 351 | | 14,73 |
| | 365 | | 14,16 |
| 2 směný | 253 | 2584,839 | 10,22 |
| | 351 | | 7,36 |
| | 365 | | 7,08 |
| 3 směný | 253 | 1723,226 | 6,81 |
| | 351 | | 4,91 |
| | 365 | | 4,72 |

Modifikovaná rovnice SKF pro výpočet trvanlivosti odpovídající ISO 281:1990 v milionech otáček

- střední průměr ložiska d_m

$$d_m = 0,5 \cdot (d_{loz} + D_{loz}) = 0,5 \cdot (85 + 150) = 117,5 \text{ mm} \quad (112)$$

- pro 90% spolehlivost součinitel spolehlivosti $a_1 = 1$

- součinitel znečištění maziva pro ložiskový domek a ložisko o průměru $d_m = 117,5 \text{ mm}$, $\eta_c = 0,8 \dots 0,6 \Rightarrow \text{voleno } \eta_c = 0,7$

- součinitel $\chi = 2,2$ určen z diagramu dle katalogu SKF [21]
- hodnota potřebná do diagramu pro určení a_{SKF}

$$\eta_c \cdot \frac{P_u}{P_L} = 0,7 \cdot \frac{1120}{10499,645} = 0,0747 \quad (113)$$

- součinitel $a_{SKF} = 3,0$ určen z diagramu dle katalogu SKF [21]

$$L_{nm} = a_1 \cdot a_{SKF} \cdot L_{10} = 1 \cdot 3,0 \cdot 172,959 = 518,877 \text{ mil.ot.} \quad (114)$$

Trvanlivost ložiska v provozních hodinách dle modifikované rovnice SKF (tab. 12)

$$L_{nmh} = \frac{10^6}{60 \cdot n_{2skut}} \cdot L_{nm} = \frac{10^6}{60 \cdot 69,701} \cdot 518,877 = 124072,108 \text{ hod vyhovuje} \quad (115)$$

Tab. 12. Trvanlivost ložiska dle modifikované rovnice SKF

| provoz | počet dní provozu | životnost ve dnech | životnost v letech |
|---------|-------------------|--------------------|--------------------|
| 1 směný | 253 | 15509,01 | 61,30 |
| | 351 | | 44,19 |
| | 365 | | 42,49 |
| 2 směný | 253 | 7754,507 | 30,65 |
| | 351 | | 22,09 |
| | 365 | | 21,25 |
| 3 směný | 253 | 5169,671 | 20,43 |
| | 351 | | 14,73 |
| | 365 | | 14,16 |

5.9 Kontrola nosného rámu pohonné jednotky

Nosný rám bude kontrolován pomocí metody konečných prvků programem Ansys Workbench 12, ve kterém bude vytvořená simulace reálného zatížení rámu při rozběhu a provozu dopravníku a bude provedena analytická kontrola v místě s největším napětím na tomto rámu.

Přímo v diplomové práci budou uvedeny jen nejdůležitější výsledky analýz. Dílčí výsledky a rozložení zatížení pro simulaci se vzhledem k jejich menší prioritě objeví v přílohách práce.

Při zatěžování budou sledovány dva parametry a to parametr deformace a hodnot napětí vznikající v rámu. Všechny zátěžné síly, působící na nosný rám jsou vypočteny v předcházejících výpočtech.

Materiál použitý na nosném rámu pohonu je dán zadávající firmou RPS Ostrava a.s. 11 375.0, mechanické vlastnosti tohoto materiálu jsou uvedeny v tab. 13.

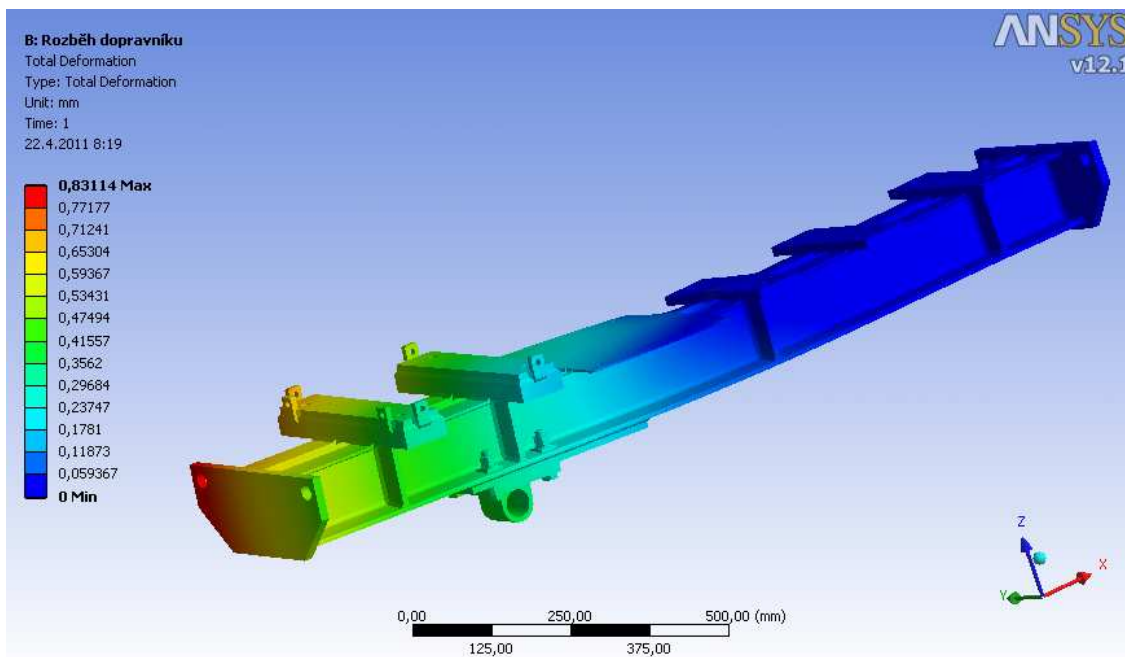
Tab. 13. Mechanické vlastnosti materiálu 11 375.1 [8]

| | |
|---------------------|-------------------------|
| Mez kluzu v tahu | $R_e = 235 \text{ MPa}$ |
| Mez pevnosti v tahu | $R_m = 340 \text{ MPa}$ |

5.9.1 Kontrola nosného rámu pohonnej jednotky na maximální zatížení

Jedná se o simulaci deformace při rozběhu dopravníku, kdy jsou síly působící na rám největší, proto je možné předpokládat, že i hodnoty deformací (obr. 27) a napětí (obr. 28, 29) budou dosahovat největších hodnot.

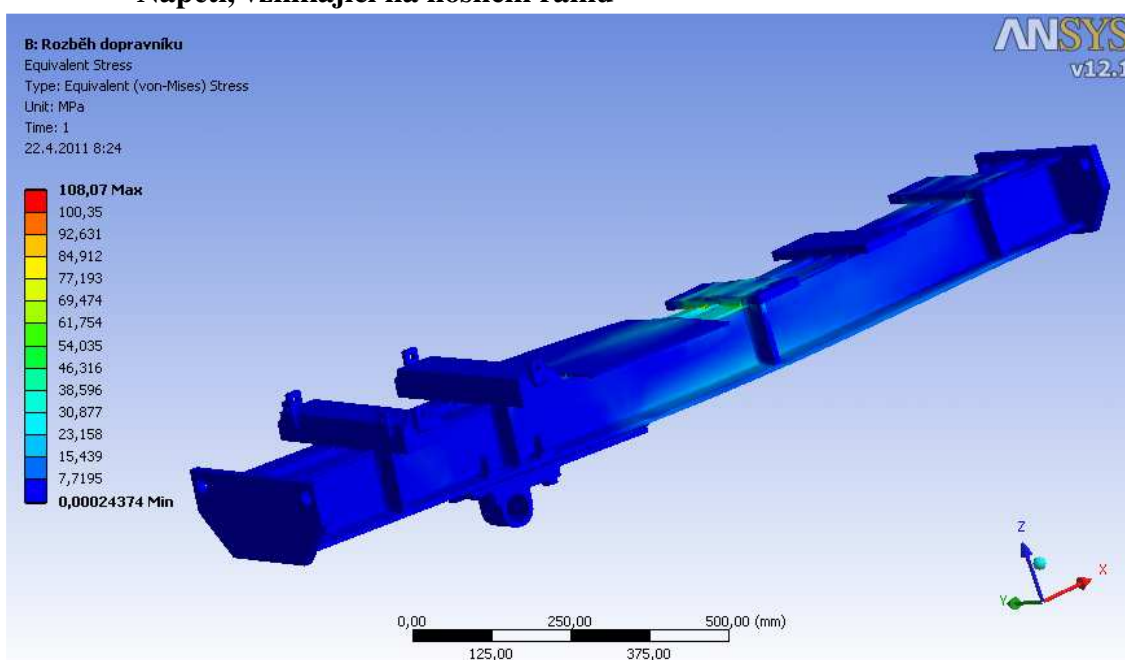
Deformace nosného rámu



Obr. 27. Výsledné rozložení deformací nosného rámu pohonnej jednotky – max. zatížení

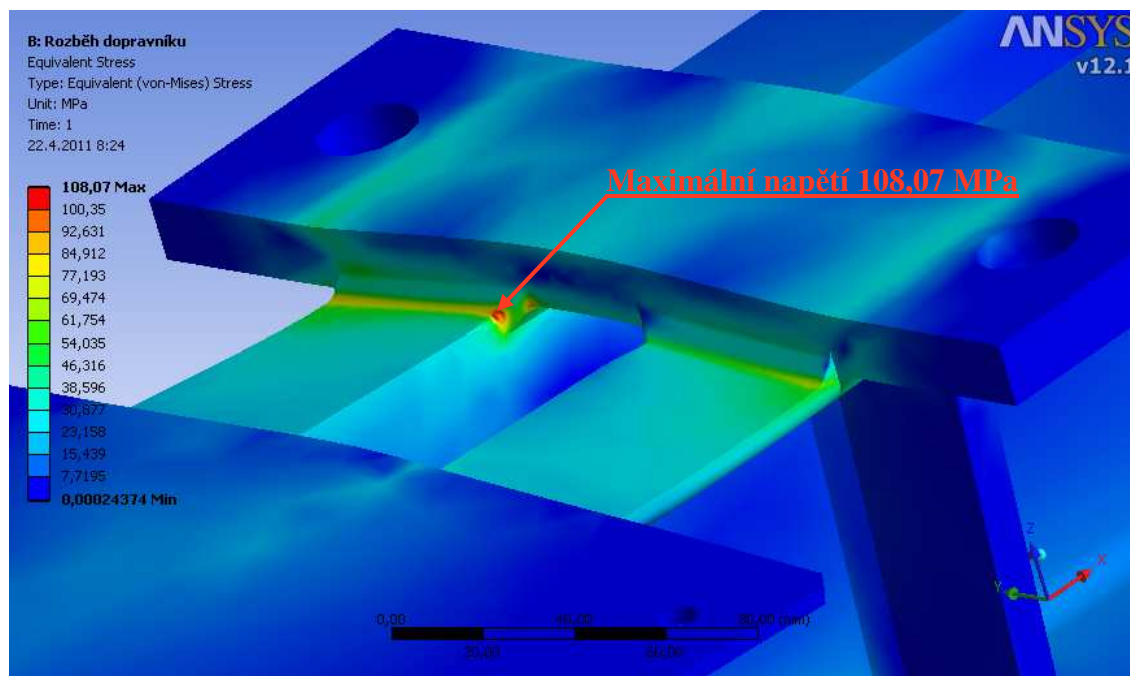
Maximální výsledná deformace nosného rámu je 0,83114 mm. Tato hodnota je dána posunutím jednotlivých prvků rámu současně ve všech třech osách. Deformace je relativně velká, ale vzhledem k velikosti součásti zanedbatelná.

Napětí, vznikající na nosném rámu



Obr. 28. Rozložení napětí na nosném rámu pohonnej jednotky – max. zatížení

Maximální napětí, vznikající na nosného rámu je 108,07 MPa. Tato hodnota vzniká v koutovém svaru kotvícího plocháče převodové skříně. Není třeba provádět analytickou kontrolu celého rámu, vzhledem k výsledům napětí vznikající v rámu. Proto bude provedena statická kontrola nejvíce namáhaného svaru. Pokud staticky vyhoví svar, vyhovuje i celý nosný rám.



Obr. 29. Detail na místo s maximálním napětím na nosném rámu pohonné jednotky – max. zatížení

Podmínka statické bezpečnosti svaru

Není možné přesně určit, jakým napětím (tahovým, tlakovým, smykovým) je svar namáhán, proto bude uvažováno, že hodnota maximálního napětí bude považováno za redukované napětí, zohledňující všechny způsoby zatížení svaru. Redukované napětí je tedy $\sigma_{redS} = 108,07 \text{ MPa}$.

Pro zaručení vyšší bezpečnosti voleno $k_s = 1,8$

$$\frac{R_e}{k_s} = \frac{235}{1,8} = 130,556 \text{ MPa} \quad (116)$$

$$\sigma_{redS} \leq \frac{R_e}{k_s} \quad (117)$$

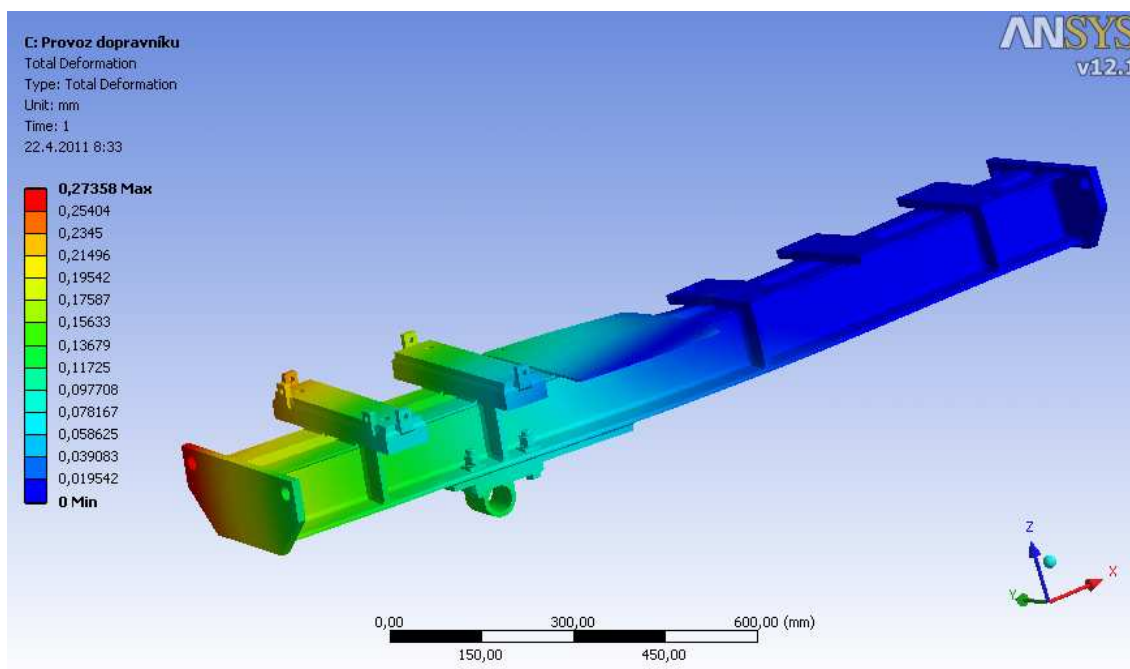
$$108,07 \text{ MPa} < 130,556 \text{ MPa} \quad \text{vyhovuje}$$

5.9.2 Kontrola nosného rámu pohonné jednotky na únavové zatížení

Tato simulace deformace (obr. 30) a vznikajícího napětí (obr. 31, 32) je pro normální provoz dopravníku, kdy jsou síly působící na rám nižší, než při rozběhu dopravníku, ale rám je takto zatěžován trvale (cyklicky).

Nejvíce zatěžované místo nosného rámu při normálním provozním zatížení je třeba zkontrolovat na únavu.

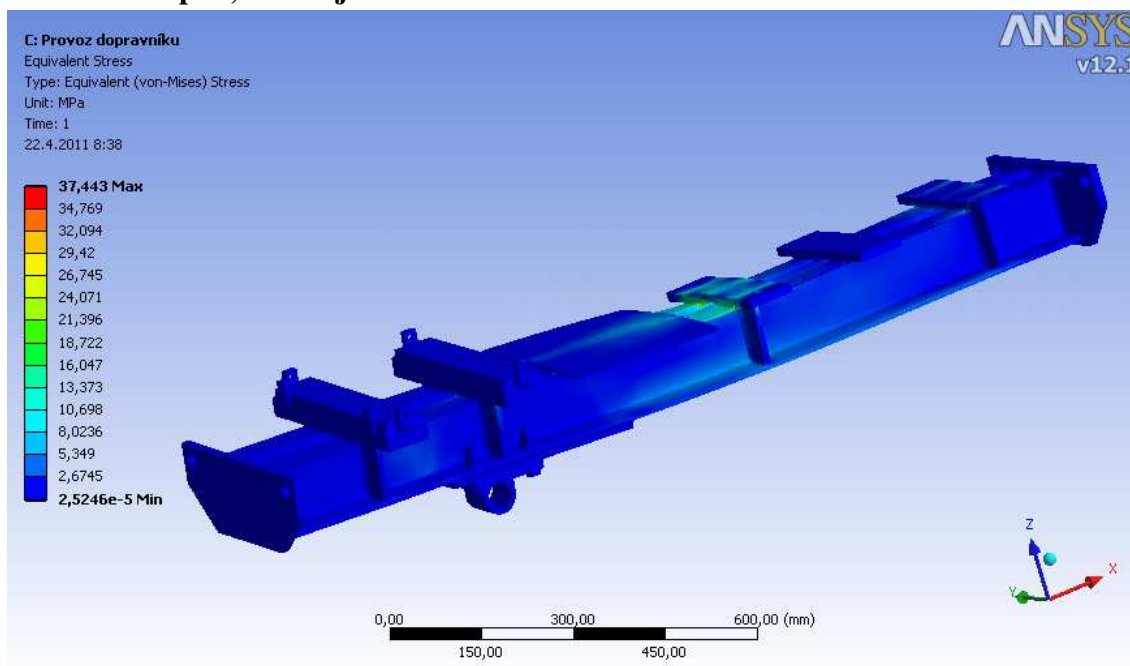
Deformace nosného rámu



Obr. 30. Výsledné rozložení deformací nosného rámu pohonné jednotky – únavové zatížení

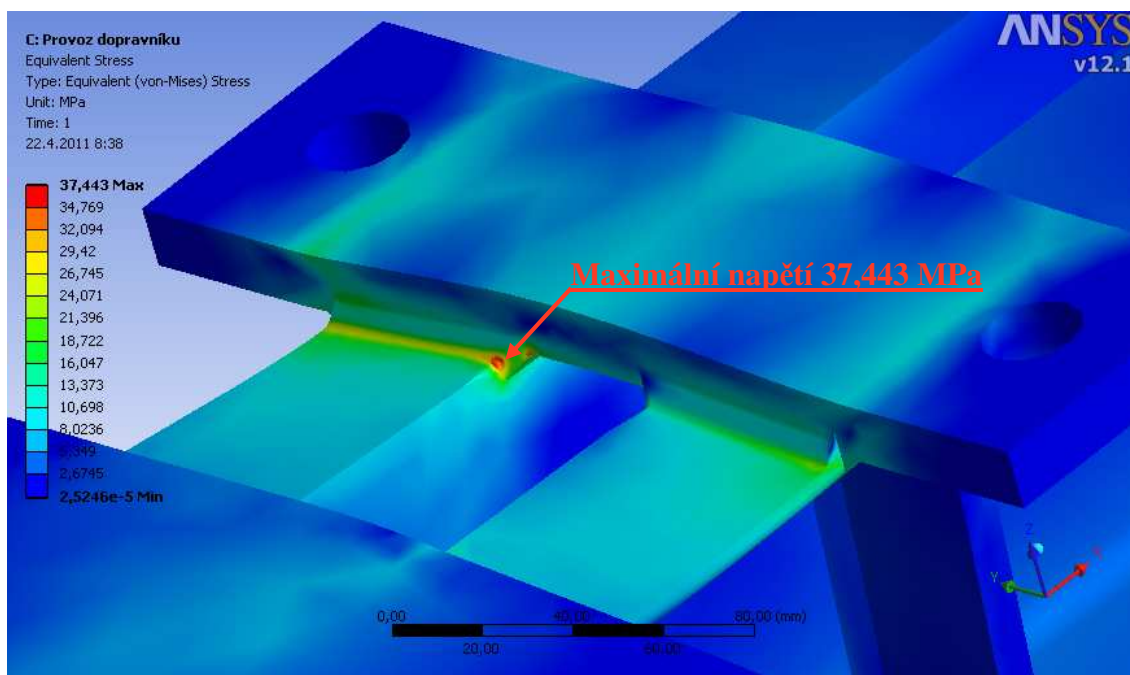
Maximální výsledná deformace nosného rámu je při normálním provozu dopravníku 0,27358 mm. Tato hodnota je dána posunutím jednotlivých prvků rámu současně ve všech třech osách. Deformace při tomto zatížení lze považovat za více než zanedbatelnou vzhledem k velikosti součásti rámu.

Napětí, vznikající na nosném rámu



Obr. 31. Rozložení napětí na nosném rámu pohonné jednotky – únavové zatížení

Maximální napětí, vznikající na nosném rámu je 37,443 MPa. Tato hodnota vzniká stejně jako u řešení pro maximální zatížení v koutovém svaru kotvícího plocháče převodové skříně. Ani v tomto případě není potřeba provádět analytickou kontrolu celého rámu. Proto bude provedena statická a dynamická kontrola nejvíce namáhaného svaru, aby byla zajištěna bezpečnost proti vzniku únavového poškození. Pokud vyhoví svar oběma kontrolám, vyhovuje i celý nosný rám.



Obr. 32. Detail na místo s maximálním napětím na nosném rámu pohonné jednotky – únavové zatížení

Kontrola koutového svaru kotvícího plocháče převodové skříně

U svaru není možné přesně určit jakým napětím je zatěžován, proto zde bude maximální napětí považováno za redukované napětí, zohledňující všechny způsoby zatížení svaru. Redukované napětí je v tomto případě $\sigma_{redD} = 37,443 \text{ MPa}$.

Podmínka statické bezpečnosti svaru

Pro zaručení vyšší bezpečnosti voleno $k_{SD} = 5$

$$\frac{R_e}{k_{SD}} = \frac{235}{5} = 47,000 \text{ MPa} \quad (118)$$

$$\sigma_{redD} \leq \frac{R_e}{k_{SD}} \quad (119)$$

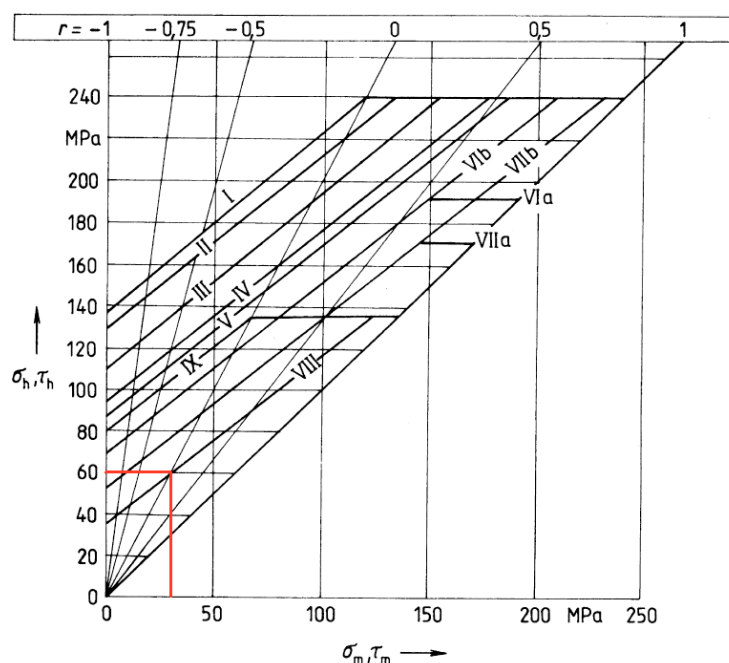
$$37,443 \text{ MPa} < 47,000 \text{ MPa} \quad \text{vyhovuje}$$

Dynamická kontrola svaru [9]

Vzhledem k nemožnosti určení přesného zatížení svaru bude uvažováno zatížení koutového svaru tahem, tlakem a také smykem. Takto volené zatížení bude mít podstatný vliv na řešení dynamické kontroly svaru.

Parametry pro výpočet dynamické bezpečnosti

- Třída provedení koutového svaru pro dané řešení je dle způsobu spojení a zatížení voleno CD.
- Křivka pro průřez v nejvíce nepříznivém průřezu je volena VIII
- Svařované díly jsou ze stejného materiálu a to 11 375.0 jak je uvedeno v úvodu řešení nosného rámu
- Předpokládáno cyklické zatížení koutového svaru míjivé – z toho vyplývající součinitel nesouměrnosti cyklu $r = 0$ [10]
- Podle Smithova diagramu pro dané zatěžování a daný typ materiálu (graf. 2) možno určit horní smykové napětí $\sigma_h = 60 \text{ MPa}$ a střední napětí $\sigma_m = 30 \text{ MPa}$. Z toho plyne mez únavy spoje $\sigma_H^* = 60 \text{ MPa}$



Graf. 2. Smithův diagram základního materiálu a svarových spojů.
Ocel třídy 11 a pevnosti 370 MPa [9]

Dovolené redukované napětí ve svaru

Míra bezpečnosti volena pro dynamickou bezpečnost $k_{DS} = 1,5$

$$\sigma_{AD} = \frac{\sigma_H^*}{k_{DS}} = \frac{60}{1,5} = 40,000 \text{ MPa} \quad (120)$$

Podmínka dynamické bezpečnosti svaru

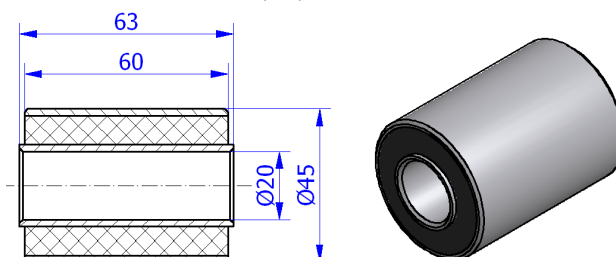
$$\sigma_{AD} \geq \sigma_{redD} \quad (121)$$

$$40,000 \text{ MPa} > 37,443 \text{ MPa} \quad \text{vyhovuje}$$

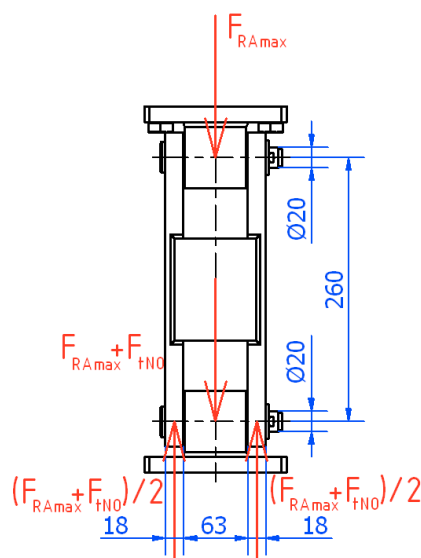
5.10 Kontrola čepu opěrné nohy rámu pohonu

Oba čepy nohy jsou shodné, proto bude vhodnější kontrola spodního čepu [3, 7], který bude oproti hornímu zatěžován navíc tíhou nohy rámu pohonu, tíhou spojovacích a tlumících komponent v horní části nohy.

Oba čepy budou uloženy v pryžových pouzdrových pružinách, které budou tlumit rázové síly, vznikající při rozběhu pohonu. Vzhledem k rozměrům standardizovaných pouzdrových pružin byl volen standardní čep průměru $d_c = 20\text{ mm}$. Pouzdrová pružina (obr. 33) byla volena z katalogu [19] firmy RUBENA a.s. s označením 20x45/60(63).



Obr. 33. Průřez a pohled na pouzdrovou pružinu 20x45/60(63)



Obr. 34. Rozložení sil působících na čep nohy rámu pohonu

5.10.1 Určení sil působících na čep

Největší síla působící na nohu od pohonné jednotky je při rozběhu dopravníku (obr. 34, 35) a to maximální síla $F_{Rmax} = 8128,619\text{ N}$.

Tíhu nohy a čepu lze určit z hmotností komponent v programu Autodesk Inventor (tab. 14).

Tab. 14. Hmotností jednotlivých komponent nohy rámu pohonu

| Součást | hmotnost |
|--|---------------------------|
| Opěrná noha rámu | 4,6 kg |
| Spojovací materiál (horní čep, podložka, závlačka) | 0,33 kg |
| Pouzdrová pružina RUBENA a.s. 20x45/60(63) | 0,25 kg |
| Celková hmotnost přidanych dílů nohy | $m_{NO} = 5,18\text{ kg}$ |

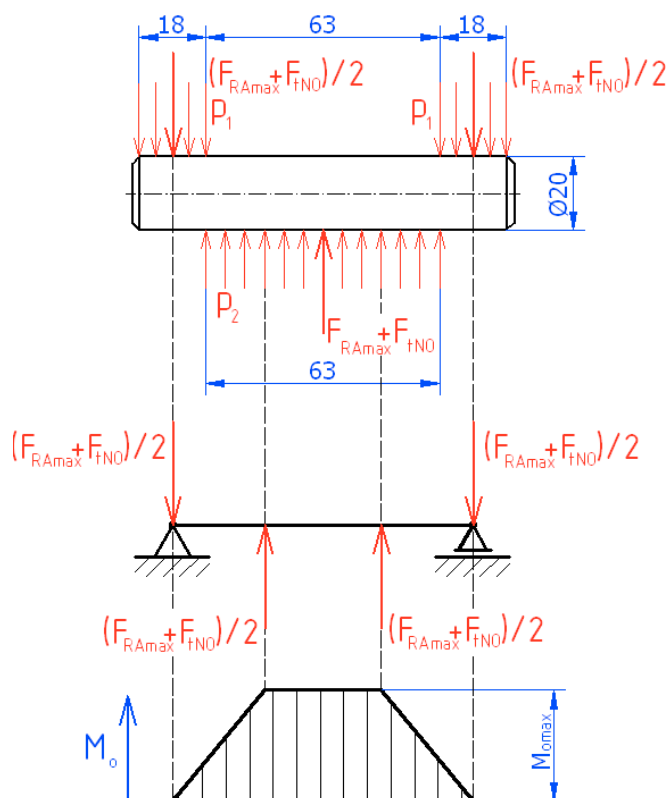
Tíhová síla přidaných dílů nohy

$$F_{tNO} = m_{NO} \cdot g = 5,18 \cdot 9,81 = 50,816 \text{ N} \quad (122)$$

Síla působící na čep nohy

$$F_{RA\max} + F_{tNO} = 8128,619 + 50,816 = 8179,435 \text{ N} \quad (123)$$

5.10.2 Kontrolní výpočet spodního čepu nohy



Obr. 35. Silové působení na čep s vykreslením průběhu ohybových momentů

Důležité parametry pro kontrolní výpočet čepu nohy

- průměr voleného čepu $d_{\epsilon} = 20 \text{ mm}$
- materiál čepu volen 11 373 $\rightarrow \sigma_D = 70 \text{ MPa}$
 $\tau_D = 50 \text{ MPa}$
- materiál závěsů volen 11 375.1 $\rightarrow p_D = 100 \text{ MPa}$
- materiál oka volen 11 375.0 $\rightarrow p_D = 100 \text{ MPa}$

Výpočet maximálního ohybového momentu

$$M_{o\max} = \frac{F_{RA\max} + F_{tNO}}{2} \cdot \left(\frac{18}{2} + \frac{63}{4} \right) = \frac{8179,435}{2} \cdot \left(\frac{18}{2} + \frac{63}{4} \right) = 101220,508 \text{ Nmm} \quad (124)$$

Výpočet průřezového modulu v ohybu

$$W_o = \frac{\pi \cdot d_{\epsilon}^3}{32} = \frac{\pi \cdot 20^3}{32} = 785,398 \text{ mm}^3 \quad (125)$$

Výpočet ohybového napětí čepu

$$\sigma_o = \frac{M_{o\max}}{W_o} = \frac{101220,508 \cdot 10^3}{785,398} = 128877,980 \text{ Pa} = 0,129 \text{ MPa} \quad (126)$$

$$\sigma_D \geq \sigma_o \quad (127)$$

$$70 \text{ MPa} > 0,129 \text{ MPa} \quad \text{vyhovuje}$$

Kontrola na otlačení čepu od závěsu

$$p_1 = \frac{F_{RA\max} + F_{tNO}}{2 \cdot d_\epsilon \cdot 18} = \frac{8179,435}{2 \cdot 20 \cdot 18} = 11,360 \text{ MPa} \quad (128)$$

$$p_D \geq p_1 \quad (129)$$

$$100 \text{ MPa} > 11,360 \text{ MPa} \quad \text{vyhovuje}$$

Kontrola na otlačení čepu od oka

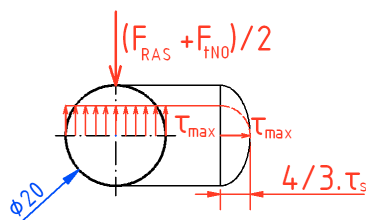
$$p_2 = \frac{F_{RA\max} + F_{tNO}}{d_\epsilon \cdot 50} = \frac{8179,435}{20 \cdot 63} = 6,492 \text{ MPa} \quad (130)$$

$$p_D \geq p_2 \quad (131)$$

$$100 \text{ MPa} > 6,492 \text{ MPa} \quad \text{vyhovuje}$$

Kontrola čepu na smyk

Čep je namáhán smykem ve dvou průřezích. Následující výpočet nebude prováděn standardně, jak uvádí obvykle literatura, ale bude vypočten podle Žuravského věty [2] (obr. 36). Podél svislé osy průřezu se smykové napětí mění podle elipsy. V krajních vláknech průřezu je $\tau = 0$.



Obr. 36. Průběh smykového napětí na kruhovém průřezu dle Žuravského věty

Standardní výpočet kruhového průřezu na smyk

$$\tau_s = \frac{F}{S} = \frac{(F_{RA\max} + F_{tNO})/2}{\frac{\pi \cdot d_\epsilon^2}{4}} \quad (132)$$

Výpočet maximálního smykového napětí podle Žuravského věty

$$\tau_{\max} = \frac{4}{3} \cdot \tau_s = \frac{4}{3} \cdot \frac{(F_{RA\max} + F_{tNO})/2}{\frac{\pi \cdot d_\epsilon^2}{4}} = \frac{16 \cdot (F_{RA\max} + F_{tNO})}{6 \cdot \pi \cdot d_\epsilon^2} = \frac{16 \cdot (8179,435)}{6 \cdot \pi \cdot 20^2}$$

$$\tau_{\max} = 17,358 \text{ MPa} \quad (133)$$

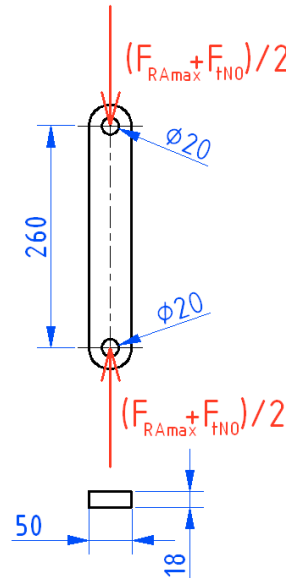
$$\tau_D \geq \tau_{\max} \quad (134)$$

$$50 \text{ MPa} > 17,358 \text{ MPa} \quad \text{vyhovuje}$$

5.11 Kontrola bočnice opěrné nohy rámu pohonu na vzpěr

Kontrola [10] bude provedena pro jednu bočnici (obr. 37) bez zohlednění spojení bočnic vaznými plechy (horší případ například výměna bočnic bez vzájemného propojení).

- materiál závěsů volen 11 375.1 → dovolený tlakové napětí (míjivě)
 $\sigma_{dov} = 80 \text{ MPa}$



Obr. 37. Silové působení na bočnici opěrné nohy rámu

Výpočet nejmenšího kvadratického momentu průřezu

$$J_{\min} = \frac{b_{pl} \cdot h_{pl}^3}{12} = \frac{50 \cdot 18^3}{12} = 24300 \text{ mm}^4 \quad (135)$$

Výpočet vzpěrné pevnost dle Eulerových vztahů

Kritická síla F_{kr}

Modul pružnosti v tahu pro ocel $E = 2,1 \cdot 10^5 \text{ MPa}$

Počáteční délka pro oba konce kloubově uložené $l_0 = l = 260 \text{ mm}$

$$F_{kr} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot J_{\min}}{l_0^2} = \frac{\pi^2 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 24300}{260^2} = 745038,332 \text{ N} \quad (136)$$

Minimální poloměr setrvačnosti

$$j_{\min} = \sqrt{\frac{J_{\min}}{A_{pl}}} = \sqrt{\frac{24300}{900}} = 5,196 \text{ mm} \quad (137)$$

$$\text{Plocha průřezu } A_{pl} = 50 \cdot 18 = 900 \text{ mm}^2 \quad (138)$$

Štíhlostní poměr

$$\lambda_s = \frac{l_0}{j_{\min}} = \frac{260}{5,196} = 50,037 \quad (139)$$

Na základě štíhlostního poměru $\lambda_s = 50,037$ je možné z tabulek určit vzpěrný součinitel $c = 1,17$.

Maximální dovolené zatížení

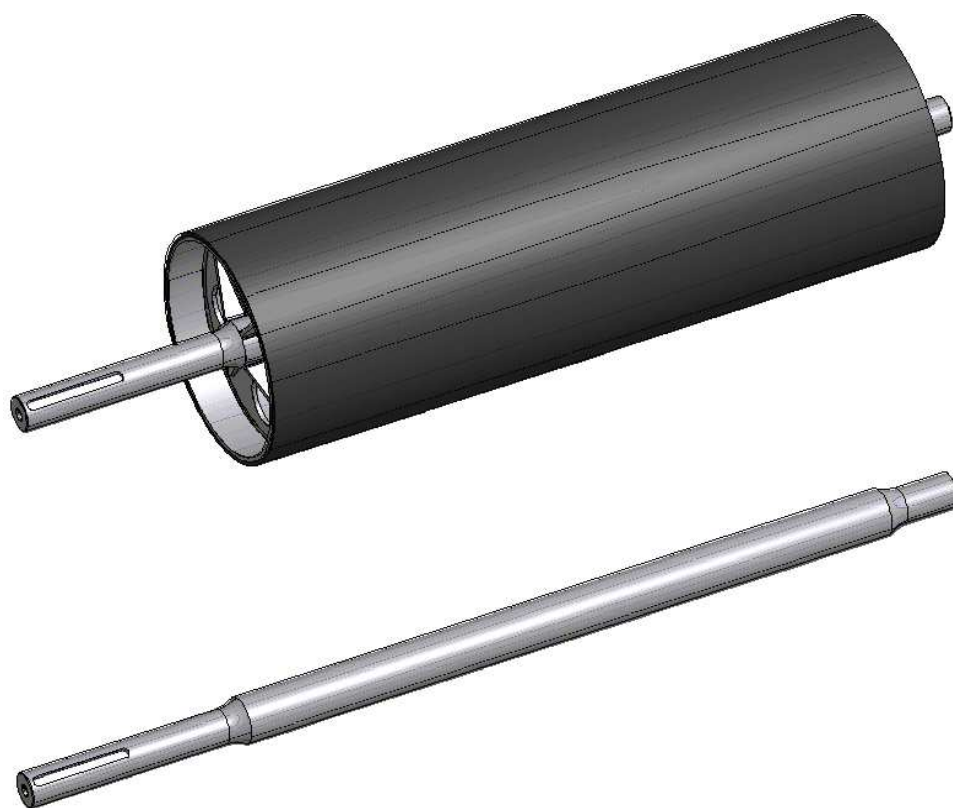
$$F_{dov} = \frac{1}{c} \cdot A_{pl} \cdot \sigma_{dov} = \frac{1}{1,17} \cdot 900 \cdot 80 = 61538,462 \text{ N} \quad (140)$$

Výpočet bezpečnosti proti přetížení bočnice

$$k = \frac{F_{dov}}{\frac{F_{RAmax} + F_{tNO}}{2}} = \frac{61538,462}{\frac{8179,435}{2}} = 15,047 \quad (141)$$

5.12 Kontrola hřídele

Hřídel bubnu (obr. 38) je jednou z nejvíce namáhaných součástí pohonu a proto je třeba u něj provést analytickou kontrolu statické a dynamické bezpečnosti. U hřídele bubnu je ještě třeba provést kontrolu průhybu a natočení.



Obr. 38. Hnací buben a jeho hřídel

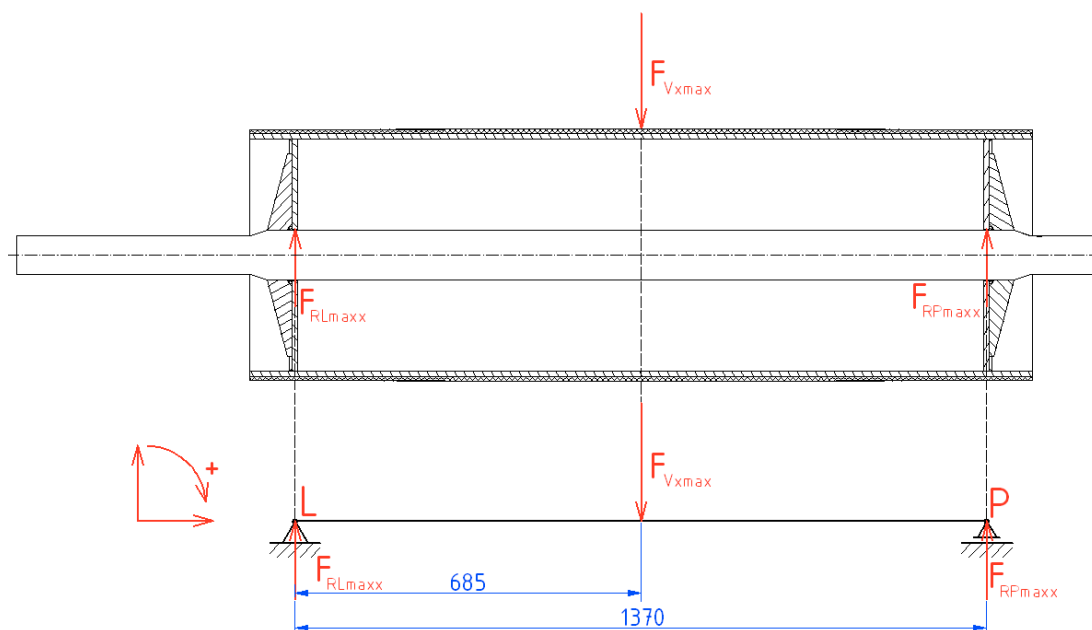
5.12.1 Rozložení zatížení na jednotlivá čela bubnu

Čela bubnu budou zatěžovány silami, působícími na plášť bubnu v osách x, y a přes čela se tyto síly přenáší na hřídel bubnu. Po určení těchto sil bude známé celkové zatížení hřídele bubnu.

Zatížení bubnu bude určeno pro maximální zatížení, to je při rozběhu dopravníku a pro normální provozní zatížení, jímž bude buben namáhán trvale (cyklicky), což může způsobit vznik únavových poruch.

Rozložení sil v ose x při maximální zatížení (obr. 39)

Výsledné maximální tahové zatížení na bubnu je $F_{Vxmax} = 76919,601 \text{ N}$.



Obr. 39. Rozložení zatěžujících sil na čela bubnu v ose x při maximálním zatížení

$$\sum F_{i \max x} = 0 = F_{RL \max x} + F_{RP \max x} - F_{Vx \max} \Rightarrow \quad (142)$$

$$F_{RL \max x} = F_{Vx \max} - F_{RP \max x} = 76919,601 - 38459,801 = 38459,801 \text{ N}$$

$$\sum M_{iL \max} = 0 = F_{Vx \max} \cdot 685 - F_{RP \max x} \cdot 1370 \Rightarrow \quad (143)$$

$$F_{RP \max x} = \frac{F_{Vx \max} \cdot 685}{1370} = \frac{76919,601 \cdot 685}{1370} = 38459,801 \text{ N}$$

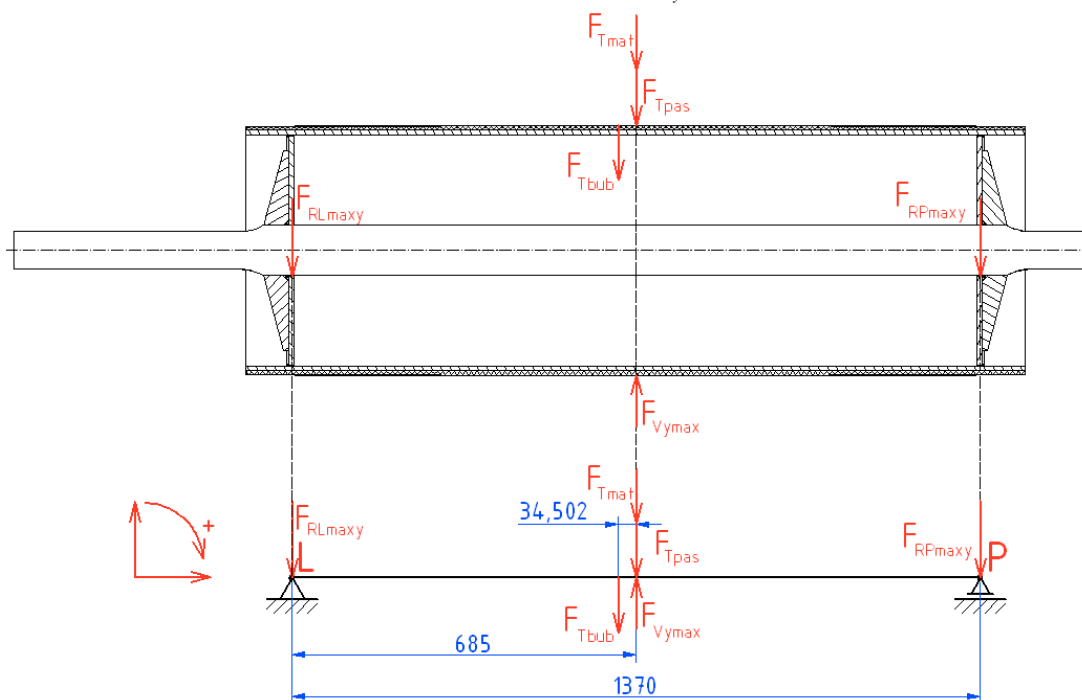
Rozložení sil v ose y při maximální zatížení (obr. 40)

Tíhová síla pásu $F_{Tpas} = 349,879 \text{ N}$

Tíhová síla bubnu $F_{Tbub} = 3306,951 \text{ N}$

Tíhová síla přepravovaného materiálu $F_{Tmat} = 1119,864 \text{ N}$

Výslednice tahu v pásu ve směru osy y $F_{Vy \max} = 5079,329 \text{ N}$



Obr. 40. Rozložení zatěžujících sil na čela bubnu v ose y při maximálním zatížení

$$\sum F_{i \max y} = 0 = F_{Vy \max} - F_{Tmat} - F_{Tpas} - F_{Tbub} - F_{RP \max y} - F_{RL \max y} \Rightarrow \quad (144)$$

$$F_{RL \max y} = F_{Vy \max} - F_{Tmat} - F_{Tpas} - F_{Tbub} - F_{RP \max y}$$

$$F_{RL \max y} = 5079,329 - 1119,864 - 349,879 - 3306,951 - 234,600 = 68,035 \text{ N}$$

$$\sum M_{iL \max} = 0$$

$$0 = (F_{Tmat} + F_{Tpas} - F_{Vy \max}) \cdot 685 + F_{Tbub} \cdot (685 - 34,502) + F_{RP \max y} \cdot 1370 \quad (145)$$

$$\Rightarrow F_{RP \max y} = \frac{(F_{Vy \max} - F_{Tmat} - F_{Tpas}) \cdot 685 - F_{Tbub} \cdot (685 - 34,502)}{1370}$$

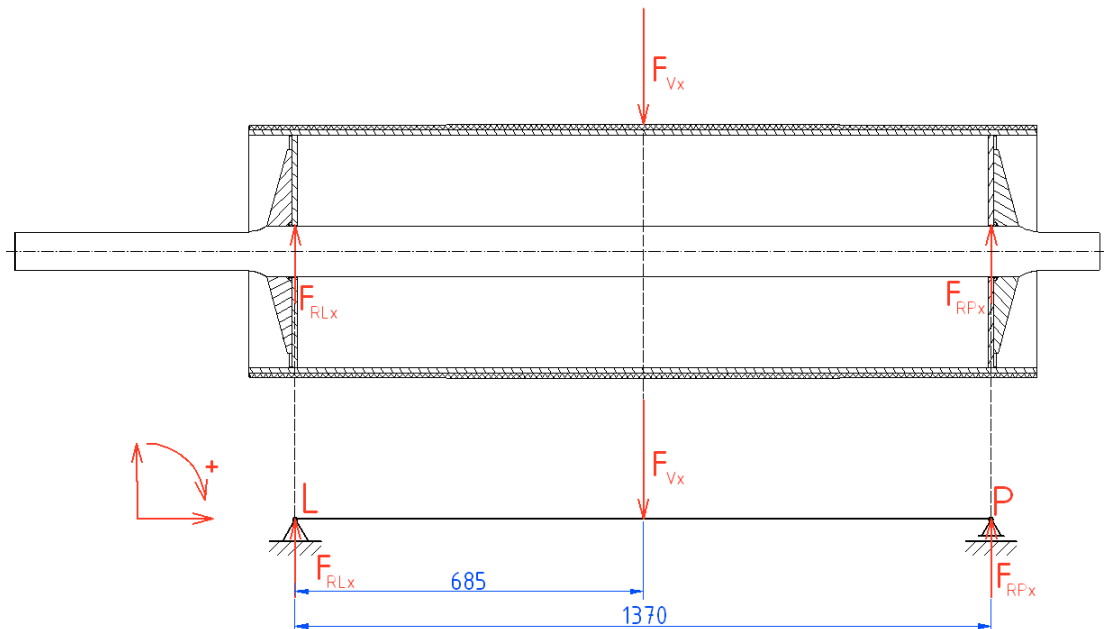
$$F_{RP \max y} = \frac{(5079,329 - 1119,864 - 349,879) \cdot 685 - 3306,951 \cdot (685 - 34,502)}{1370}$$

$$F_{RP \max y} = 234,600 \text{ N}$$

Rozložení sil v ose x při normálním provozním zatížení (obr. 41)

Výsledné tahové zatížení působící na plášť bubnu ve směru osy x je

$$F_{Vx} = 20388,209 \text{ N}.$$



Obr. 41. Rozložení zatěžujících sil na čela bubnu v ose x při provozním zatížení

$$\sum F_{ix} = 0 = F_{RLx} + F_{RPx} - F_{Vx} \Rightarrow \quad (146)$$

$$F_{RLx} = F_{Vx} - F_{RPx} = 20388,209 - 10194,105 = 10194,105 \text{ N}$$

$$\sum M_{iL} = 0 = F_{Vx} \cdot 685 - F_{RPx} \cdot 1370 \Rightarrow \quad (147)$$

$$F_{RPx} = \frac{F_{Vx} \cdot 685}{1370} = \frac{20388,209 \cdot 685}{1370} = 10194,105 \text{ N}$$

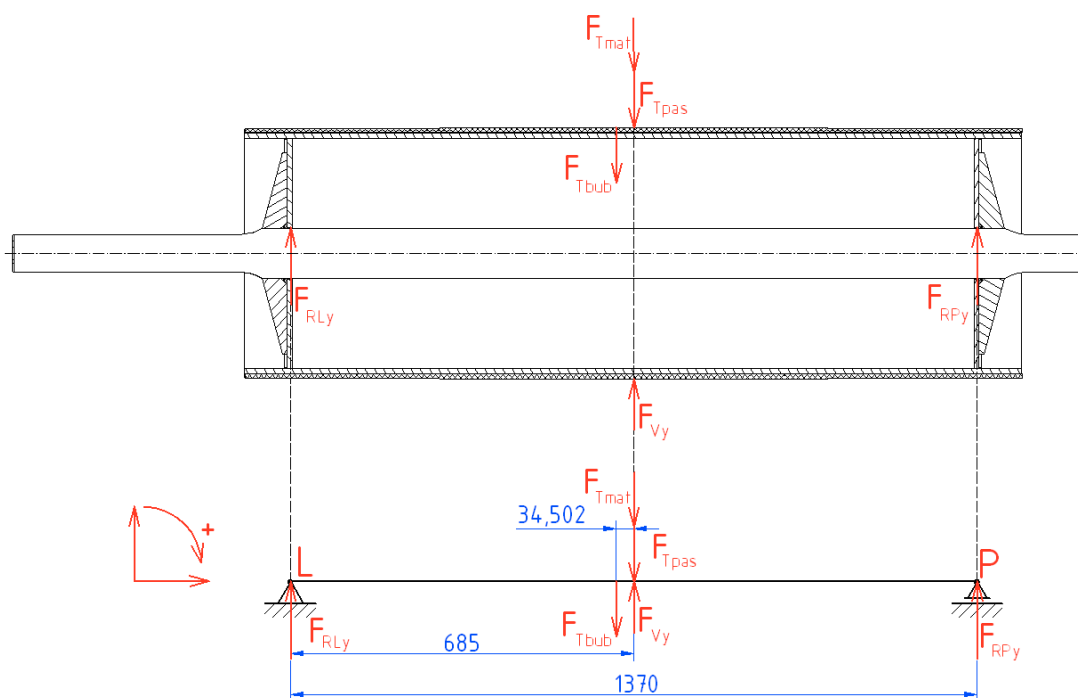
Rozložení sil v ose y při normálním provozním zatížení (obr. 42)

$$\text{Tíhová síla pásu } F_{Tpas} = 349,879 \text{ N}$$

$$\text{Tíhová síla bubnu } F_{Tbub} = 3306,951 \text{ N}$$

$$\text{Tíhová síla přepravovaného materiálu } F_{Tmat} = 1119,864 \text{ N}$$

$$\text{Výslednice tahu v pásu ve směru osy y } F_{Vy} = 1346,439 \text{ N}$$



Obr. 42. Rozložení zatěžujících sil na čela bubnu v ose y při provozním zatížení

$$\sum F_{iy} = 0 = F_{RLy} + F_{RPy} + F_{Vy} - F_{Tmat} - F_{Tpas} - F_{Tbub} \Rightarrow \quad (148)$$

$$F_{RLy} = F_{Tmat} + F_{Tpas} + F_{Tbub} - F_{RPy} - F_{Vy}$$

$$F_{RLy} = 1119,864 + 349,879 + 3306,951 - 1631,845 - 1346,439 = 1798,410 \text{ N}$$

$$\sum M_{iL} = 0 = (F_{Tmat} + F_{Tpas} - F_{Vy}) \cdot 685 + F_{Tbub} \cdot (685 - 34,502) - F_{RPy} \cdot 1370 \Rightarrow \quad (149)$$

$$F_{RPy} = \frac{(F_{Tmat} + F_{Tpas} - F_{Vy}) \cdot 685 + F_{Tbub} \cdot (685 - 34,502)}{1370}$$

$$F_{RPy} = \frac{(1119,864 + 349,879 - 1346,439) \cdot 685 + 3306,951 \cdot (685 - 34,502)}{1370} =$$

$$F_{RPy} = 1631,845 \text{ N}$$

Rozložení točivého momentu na čela bubnu

Rozložení zatížení čel točivým momentem bude provedeno pro maximální točivý moment, působící při rozběhu dopravníku $T_{2max} = 4713,362 \text{ Nm}$. Tento točivý moment je největší a bude na něm nejzřetelněji vidět rozložení onoho točivého momentu.

Modul pružnosti ve smyku pro ocel $G = G_p = G_H = 8,1 \cdot 10^4 \text{ MPa}$.

Kvadratický moment hřídele

Průměr hřídele pod čely bubnu $d_{cel} = 100 \text{ mm}$

$$J_{pH} = \frac{\pi \cdot d_{cel}^4}{64} = \frac{\pi \cdot 100^4}{64} = 4908738,521 \text{ mm}^4 \quad (150)$$

Kvadratický moment bubnu

Vnější průměr plechu pláště bubnu $d_{plavně} = 480\text{ mm}$

Vnitřní průměr plechu pláště bubnu $d_{plavni} = 460\text{ mm}$

$$J_{PP} = \frac{\pi}{64} \cdot (d_{plavně}^4 - d_{plavni}^4) = \frac{\pi}{64} \cdot (480^4 - 460^4) = 407896536,2\text{ mm}^4 \quad (151)$$

Točivý moment působící na levé čelo bubnu lze určit ze vztahu [5]

$$T_{L\max} = T_{2\max} \cdot \frac{\frac{J_{PH} \cdot G_H}{J_{PP} \cdot G_P} + 1}{\frac{J_{PH} \cdot G_H}{J_{PP} \cdot G_P} + 1} = 4713,362 \cdot \frac{\frac{4908738,521 \cdot 8,1 \cdot 10^4}{407896536,2 \cdot 8,1 \cdot 10^4} + 1}{\frac{4908738,521 \cdot 8,1 \cdot 10^4}{407896536,2 \cdot 8,1 \cdot 10^4} + 1} \quad (152)$$

$$T_{L\max} = 4685,338\text{ Nm}$$

Točivý moment působící na pravé čelo bubnu lze určit následovně

$$T_{P\max} = T_{2\max} - T_{L\max} = 4713,362 - 4685,338 = 28,024\text{ Nm} \quad (153)$$

Vzhledem k nepatrnosti přenášeného točivého momentu pravým čelem bude uvažováno, že celý točivý moment přenáší levé čelo bubnu $T_{L\max} = T_{2\max} = 4713,362\text{ Nm}$. Stejně tomu pak bude i u normálního provozního zatížení točivým momentem $T_L = T_{2jmen} = 1249,566\text{ Nm}$.

5.12.2 Výpočet ohybových momentů na hřídeli bubnu

Pro kontrolu hřídele bylo třeba nejprve vytipovat kritická místa hřídele. Kritická místa byla vybrána podle toho, zda na hřídel působí vrubovým účinkem, jako je drážka pro pero, změna průměrů či místo přivaření čela bubnu.

Ohybové momenty budou vypočítány ve všech kritických místech pro oba režimy provozu, to je jak pro maximální zatížení při rozběhu, tak pro normální provozní zatížení.

Volená kritická místa

Místo 1

Hřídel je v tomto místě oslabena vrubovým účinkem drážky pro pero. V tomto místě nepůsobí žádný ohyb, pouze čistý účinek točivého momentu.

Rozměry popisující průřez v místě 1:

Průměr hřídele, ve kterém je drážka pro pero $d_{lož} = 75\text{ mm}$

Rozměry pera pro daný hřídel

- Šířka $b = 22\text{ mm}$
- Výška $h = 14\text{ mm}$ hloubka drážky v hřídeli $t = 8,6\text{ mm} \Rightarrow$
průměr hřídele pod drážkou pro pero $d_{podp} = 66,4\text{ mm}$
- Poloměr drážky $\rho = 0,6\text{ mm}$

Místo 2

V tomto místě končí drážka pro pero. Zde již nepůsobí pouze točivý moment, ale projevuje se zde i účinek ohybového momentu, vznikajícího působením silových účinku zavěšené pohonné jednotky.

U tohoto průřezu lze rozměry popsat shodně s místem 1.

Místo 3

Zde dochází ke změně průměru a z toho vyplývajícímu vrubovému účinku. Přechod mezi průměry je tvořen jedním velkým rádiusem $R = 100\text{ mm}$. V tomto místě působí točivý moment a zároveň také moment ohybový.

Rozměry popisující průřez v místě 3:

Menší průměr hřídele (pod ložiskem) $d_{loz} = 75\text{ mm}$

Větší průměr hřídele (pod čely bubnu) $d_{cel} = 100\text{ mm}$

Místo 4

Toto místo je považováno za kritické i přesto, že se jedná o místo bez tvarového vrubového účinku. Vrubový účinek uvažovaný v tomto místě je dán účinkem svařování, které mohlo způsobit jisté materiálové a napěťové změny. Zde působí ještě také točivý moment a samozřejmě také moment ohybový.

Průřez v místě 4 je jednotný průměr (pod čely bubnu) a to $d_{cel} = 100\text{ mm}$

Místo 5

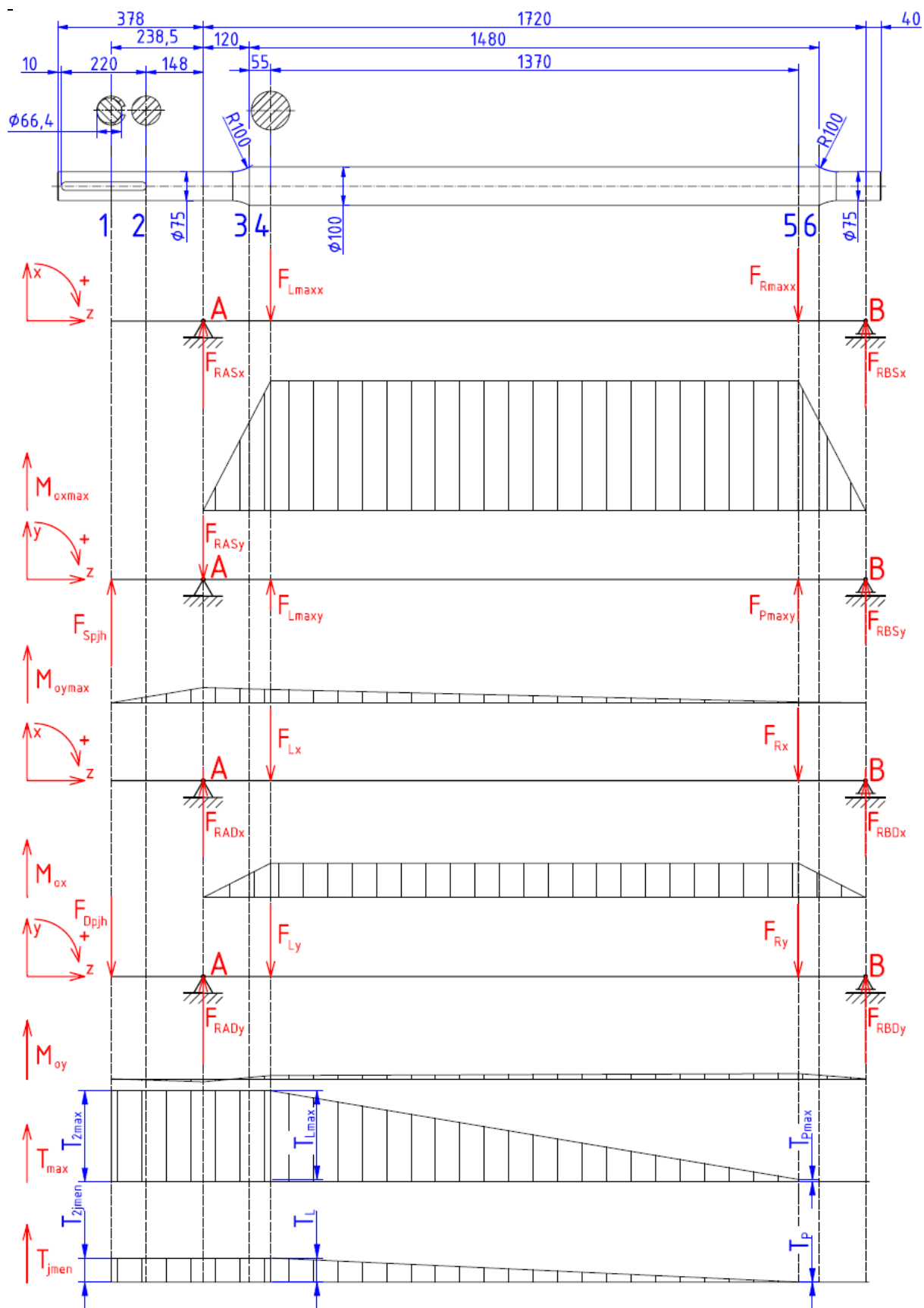
V tomto místě již nepůsobí účinky točivého momentu, hřídel je v tomto místě namáhán pouze vlivem ohybových momentů. Co se týče vrubového účinku, je toto místo shodné s místem 4, stejně je tomu, co se týče průřezu.

Místo 6

Zde je opět změna průměru hřídele, odpovídající místu 3. Liší se zde pouze zatížení, které je opět vyvozeno pouze ohybovým momentem bez působení točivého momentu.

Výpočet ohybových momentů bude vyřešen formou tabulky (tab. 15) výsledných ohybových momentů pro jednotlivá zatížení. Pro ukázkou bude provedeno určení ohybového momentu vznikajícího v místě 6, kde se projevují účinky všech působících sil.

Ohybové momenty v jednotlivých osách budou vykresleny v měřítku na obr. 43. Tento obrázek zobrazuje také rozměrové parametry pro výpočty a dále také ještě průběhy točivých momentů při různých režimech zatěžování.



Obr. 43. Hřídel bubnu s průběhy ohybových a točivých momentů

Síly působící v čelech bubnu potřebné pro výpočet ohybových momentů

maximální zatížení

$$F_{L\max x} = F_{RL\max x} = 38459,801 \text{ N}$$

$$F_{P\max x} = F_{RP\max x} = 38459,801 \text{ N}$$

$$F_{L\max y} = F_{RL\max y} = 68,035 \text{ N}$$

$$F_{P\max y} = F_{RP\max y} = 234,600 \text{ N}$$

normální provozní zatížení

$$F_{Lx} = F_{RLx} = 10194,105 \text{ N}$$

$$F_{Px} = F_{RPx} = 10194,105 \text{ N}$$

$$F_{Ly} = F_{RLy} = 1798,410 \text{ N}$$

$$F_{Py} = F_{RPy} = 1631,845 \text{ N}$$

Ohybový moment na hřídeli v rovině z-x v místě 6 – maximální zatížení

$$M_{ox\max 6} = F_{RASx} \cdot (120 + 1480) - F_{L\max x} \cdot (1480 - 55) - F_{P\max x} \cdot (1480 - 55 - 1370) \quad (154)$$

$$M_{ox\max 6} = 38459,801 \cdot (1600) - 38459,801 \cdot 1425 - 38459,801 \cdot 55 = 4615176,1 \text{ Nmm}$$

Ohybový moment na hřídeli v rovině z-y v místě 6 – maximální zatížení

$$M_{oy\max 6} = F_{Spjh} \cdot (238,5 + 120 + 1480) - F_{RASy} \cdot (120 + 1480) + F_{L\max y} \cdot (1480 - 55) + F_{P\max y} \cdot (55) \quad (155)$$

$$M_{oy\max 6} = 3292,289 \cdot (1838,5) - 3833,789 \cdot (1600) + 68,035 \cdot (1425) + 234,6 \cdot (55)$$

$$M_{oy\max 6} = 28663,8 \text{ Nmm}$$

Ohybový moment na hřídeli v rovině z-x v místě 6 – normální provozní zatížení

$$M_{ox6} = F_{RADx} \cdot (120 + 1480) - F_{Lx} \cdot (1480 - 55) - F_{Px} \cdot (1480 - 55 - 1370) \quad (156)$$

$$M_{ox6} = 10194,105 \cdot (1600) - 10194,105 \cdot 1425 - 10194,105 \cdot 55 = 1223292,6 \text{ Nmm}$$

Ohybový moment na hřídeli v rovině z-y v místě 6 – normální provozní zatížení

$$M_{oy6} = F_{RADy} \cdot (120 + 1480) - F_{Dpjh} \cdot (238,5 + 120 + 1480) - F_{Ly} \cdot (1480 - 55) - F_{Py} \cdot (55) \quad (157)$$

$$M_{oy6} = 2514,510 \cdot (1600) - 643,779 \cdot (1838,5) - 1798,410 \cdot (1425) - 1631,845 \cdot (55)$$

$$M_{oy6} = 187142,6 \text{ Nmm}$$

Výsledný ohybový moment na hřídeli v místě 6 - maximální zatížení

Výsledné ohybové momenty je možné spočítat z dílčích ohybových momentů v jednotlivých osách.

$$M_{oh\max 6} = \sqrt{M_{ox\max 6}^2 + M_{oy\max 6}^2} = \sqrt{4615176,1^2 + 28663,8^2} = 4615265,1 \text{ Nmm} \quad (158)$$

Výsledný ohybový moment na hřídeli v místě 6 - normální provozní zatížení

$$M_{o6} = \sqrt{M_{ox6}^2 + M_{oy6}^2} = \sqrt{1223292,6^2 + 187142,6^2} = 1237524,6 \text{ Nmm} \quad (159)$$

Tab. 15. Výsledky dílčích a celkových ohybových momentů

| veličina | jednotka | Kritická místa | | | | | |
|-------------------|----------|----------------|--------|---------|---------|---------|---------|
| | | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 |
| $M_{ox\max\dots}$ | [Nmm] | 0 | 0 | 4615176 | 6730465 | 6730465 | 4615176 |
| $M_{oy\max\dots}$ | | 0 | 297952 | 720231 | 690448 | 41801 | 28663,8 |
| $M_{ox\dots}$ | | 0 | 0 | 1223293 | 1783968 | 1783968 | 1223293 |
| $M_{oy\dots}$ | | 0 | -58262 | 70946 | 173837 | 272916 | 187143 |
| $M_{oh\max\dots}$ | | 0 | 297952 | 4671037 | 6765788 | 6730595 | 4615265 |
| $M_{o\dots}$ | | 0 | 58262 | 1225348 | 1792418 | 1804723 | 1237525 |

5.12.3 Statická kontrola hřídele bubnu

Kontrola bude prováděna v průřezích 1-4, další průřezy není třeba kontrolovat, protože v těchto dochází už jen k ohybu a točivý moment je zde malý, vzhledem k hodnotě vstupního točivého momentu až zanedbatelný. Statická kontrola [1, 9] bude provedena pro záběrový (maximální) moment pohonu a odpovídající silové účinky při tomto maximálním zatížení.

Rozměry potřebné pro výpočty statické bezpečnosti lze vyčíst ze schématu hřídele a jejích ohybových momentů (obr. 43) nebo z předcházejícího popisu kritických míst hřídele. Ohybové a točivé momenty jsou uvedeny schematicky v měřítku na výše zmíněném obrázku, tak aby byly rozdíly co nejzřetelnější.

Všechny tvarové součinitele určeny dle literatury [1].

Materiál hřídele bubnu je dán zadávající firmou RPS Ostrava a.s. 11 523.1, mechanické vlastnosti tohoto materiálu jsou uvedeny v tab. 16.

Statická bezpečnost při tomto způsobu zatížení, ke kterému dochází jen výjimečně a to při rozběhu dopravníku bude uvažováno pouze $k_{s\min} \geq 1,20$. Tato hodnota bezpečnosti byla sjednána se zadávající firmou.

Tab. 16. Mechanické vlastnosti materiálu 11 523.1 [8]

| | |
|-------------------------------|---------------------------------|
| Mez kluzu v tahu | $R_e = 355 \text{ MPa}$ |
| Mez pevnosti v tahu | $R_m = 490 \text{ MPa}$ |
| Tvrдость | $HV = 222$ |
| Mez únavy při střídavém ohybu | $\sigma_{Co} = 240 \text{ MPa}$ |

V místě 1 a 2 bude prováděna statická kontrola dvakrát, pro různě uvažovaný průřez hřídele z důvodu ovlivnění drážkou pro pero. Tyto dvě místa budou při řešení uvažovat buď plný průměr hřídele pod drážkou pro pero, nebo hřídel s maximálním průměrem v odpovídajícím místě s odečtením drážky pro pero. Vzhledem k rozdílům průřezů se při těchto výpočtech bude uvažovat s rozdílnými vrubovými součiniteli α_o, α_r .

Výpočet statických bezpečností bude vyřešen formou tabulky (tab. 17), v níž budou uvedeny všechny důležité parametry pro určení statických bezpečností. Pro ukázkou bude proveden výpočet statické bezpečnosti v místě 3, kde se projevují účinky jak točivého momentu tak i vliv ohybu.

Výpočet statické bezpečnosti hřídele bubnu v místě 3

Točivý moment působící na tento průřez $T_{2\max} = 4713,362 \text{ Nm}$

Ohybový moment působící na tento průřez $M_{oh\max 3} = 4671036,6 \text{ Nmm}$

Statická bezpečnost

$$k_{s3} = \frac{R_e}{\sqrt{(\alpha_{\sigma o3} \cdot \sigma_{o3})^2 + 3 \cdot (\alpha_{\tau 3} \cdot \tau_3)^2}} = \frac{355}{\sqrt{(1,25 \cdot 112,779)^2 + 3 \cdot (1,2 \cdot 56,901)^2}}$$

$$k_{s3} = 1,929 \quad (160)$$

Tvarové součinitele určené z diagramu

$$\frac{d_{\text{žel}}}{d_{\text{lož}}} = \frac{100}{75} = 1,333; \quad \frac{R}{d_{\text{lož}}} = \frac{100}{75} = 1,333; \quad (161; 162)$$

Pro ohyb $\alpha_{\sigma o3} = 1,25$

Pro krut $\alpha_{\tau 3} = 1,2$

Ohybové napětí

$$\sigma_{o3} = \frac{M_{oh\max 3}}{W_{o3}} = \frac{M_{oh\max 3}}{\frac{\pi \cdot d_{\text{lož}}^3}{32}} = \frac{4671036,6}{\frac{\pi \cdot 75^3}{32}} = 112,779 \text{ MPa} \quad (163)$$

Smykové napětí

$$\tau_3 = \frac{T_{2\max}}{W_{K3}} = \frac{T_{2\max}}{\frac{\pi \cdot d_{\text{lož}}^3}{16}} = \frac{4713,362 \cdot 10^3}{\frac{\pi \cdot 75^3}{16}} = 56,901 \text{ MPa} \quad (164)$$

Tab. 17. Výpočet statických bezpečností v nebezpečných průřezích 1-4

| Místo | $M_{oh\max \dots}$ | $W_{o\dots}$ | $\sigma_{o\dots}$ | T_{\dots} | $W_{k\dots}$ | $\tau_{k\dots}$ | $\alpha_{\sigma o\dots}$ | $\alpha_{\tau \dots}$ | $k_{s\dots}$ |
|-----------------|--------------------|--------------------|-------------------|-------------|--------------------|-----------------|--------------------------|-----------------------|--------------|
| | [Nmm] | [mm ³] | [MPa] | [Nmm] | [mm ³] | [MPa] | [-] | [-] | [-] |
| 1 | 0 | - | - | 4713362 | 57482,3 | 81,997 | - | 2,0 | 1,249 |
| 1 _{jv} | 0 | - | - | | 77273,8 | 60,996 | - | 2,7 | 1,244 |
| 2 | 297952,2 | 28741,1 | 10,367 | | 57482,3 | 81,997 | 1,95 | 2,05 | 1,218 |
| 2 _{jv} | 297952,2 | 35856,3 | 8,310 | | 77273,8 | 60,996 | 1,95 | 2,05 | 1,637 |
| 3 | 4671036,6 | 41417,5 | 112,779 | | 82835,0 | 56,901 | 1,25 | 1,2 | 1,929 |
| 4 | 6765787,5 | 98174,8 | 68,916 | | 196349,5 | 24,005 | 1,2 | 1,2 | 3,676 |

Všechny kontrolované průřezy jsou kontrolovány na předepsanou statickou bezpečnost $k_{s\min} \geq 1,20$. Této podmínce $k_{s\dots} > k_{s\min}$ vyhověly všechny průřezy. Není tedy třeba na hřídeli dělat žádné konstrukční úpravy, pokud vyhoví i dynamická kontrola.

Výpočet dynamické bezpečnosti bude proveden pro nejnižší hodnotu statické bezpečnosti

| | | |
|-------------------|---------------|---|
| $k_{s1} = 1,249$ | \Rightarrow | Výpočet dynamické bezpečnosti bude proveden v místě 2 a 3, aby byla potvrzena správnost návrhu hřídele. |
| $k_{s1u} = 1,244$ | | |
| $k_{s2} = 1,218$ | | V místě 1 dynamická kontrola prováděna nebude, |
| $k_{s2u} = 1,637$ | | protože v tomto místě je hřídel namáhán pouze účinky točivého momentu a proto se dá předpokládat, že hřídel |
| $k_{s3} = 1,929$ | | namáhán navíc ohybem bude náchylnější k únavovým |
| $k_{s4} = 3,676$ | | poruchám. |

5.12.4 Kontrola hřídele bubnu metodou MKP

Hřídel bubnu je kontrolován analyticky, ale pro ověření správnosti těchto kontrol byla provedena kontrola metodou konečných prvků programem Ansys Workbench 12, ve kterém byla vytvořená simulace reálného zatížení hřídele maximálním a normálním provozním (únavovým) zatížením. V práci budou uvedeny jen důležité výsledky MKP, další výsledky budou doplněny v přílohách.

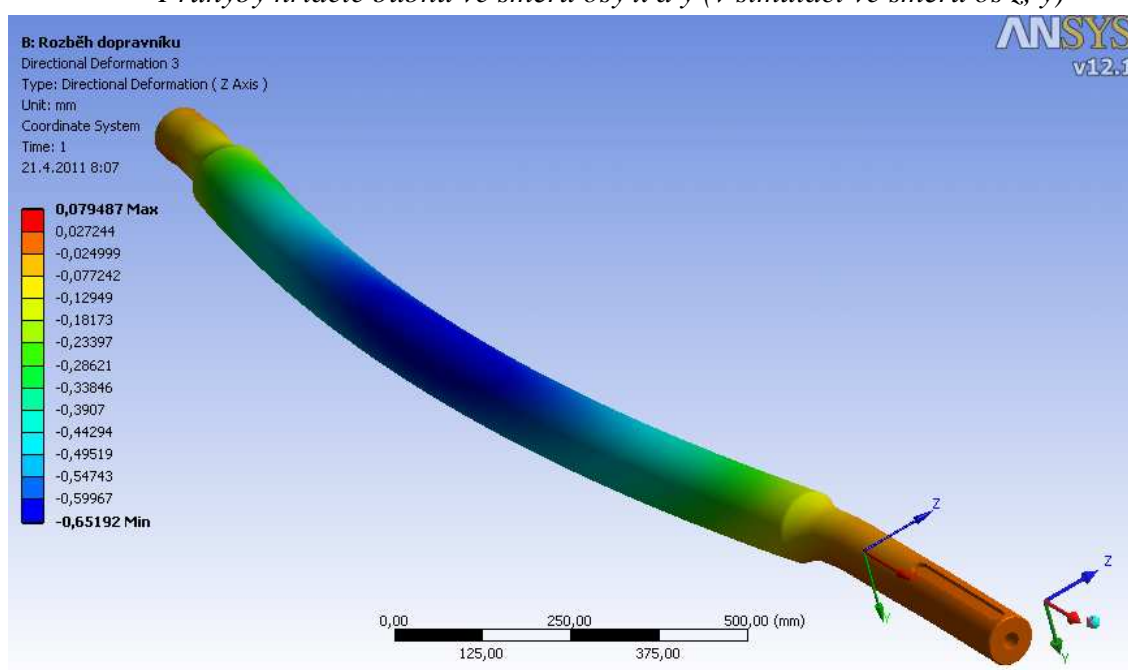
Při zatěžování budou sledovány dva parametry a to parametr průhybů (deformace) a hodnot napětí vznikající na hřídeli. Všechny zátěžné síly působící na hřídel jsou vypočteny v předcházejících výpočtech.

Materiál hřídele bubnu je dán zadávající firmou RPS Ostrava a.s. 11 523.1, a její mechanické vlastnosti jsou uvedeny v tab. 16.

Kontrola hřídele bubnu při maximálním zatížení

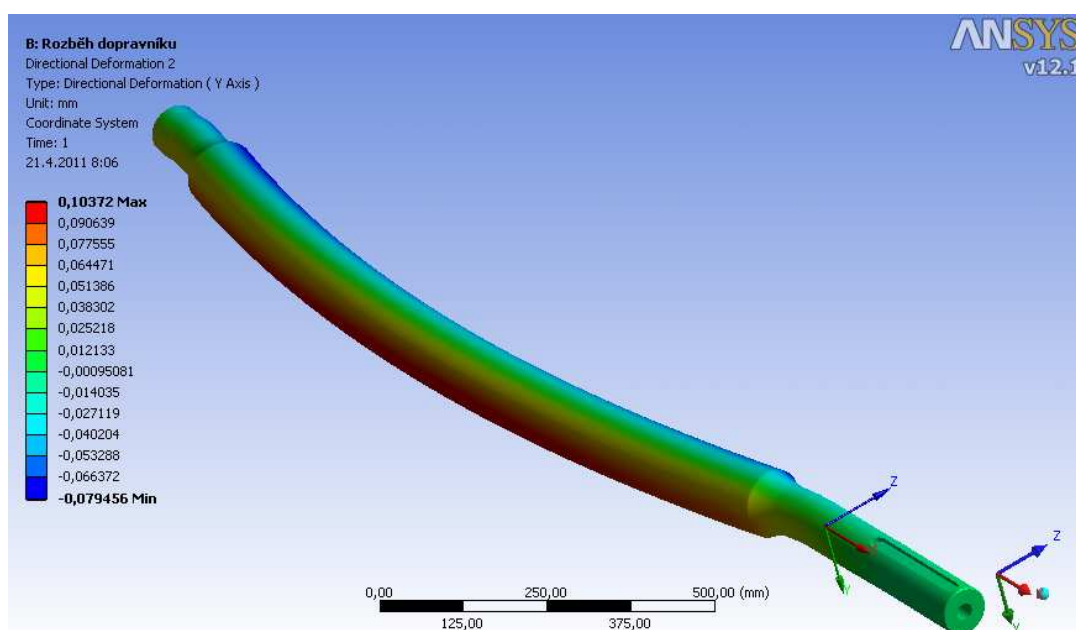
Jedna se o simulaci rozběhu dopravníku, kdy jsou síly působící na hřídel největší, proto je možné předpokládat, že i hodnoty deformací – průhybů v osách x (obr. 44), y (obr. 45) a napětí (obr. 46, 47) budou dosahovat největších hodnot.

Průhyby hřídele bubnu ve směru osy x a y (v simulaci ve směru os z, y)



Obr. 44. Průhyb hřídele ve směru osy x (z) – maximální zatížení

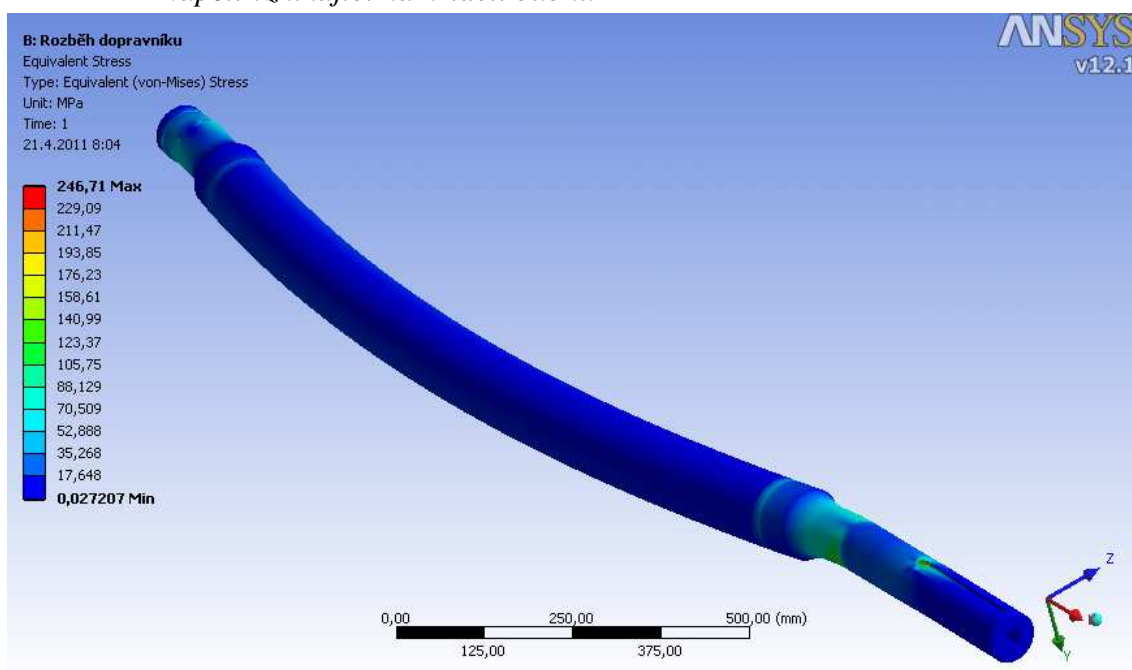
Maximální deformace hřídele je ve směru osy $x = -0,65192$ mm. Takto se hřídel deformuje ve své střední části.



Obr. 45. Průhyb hřídele ve směru osy y – maximální zatížení

Maximální deformace hřídele je ve směru osy $y = 0,10372$ mm. Hřídel se opět deformuje nejvíce ve své střední části. Průhyb je v tomto směru menší než v ose x , je to dáno zejména působením menších zátěžných sil v tomto směru.

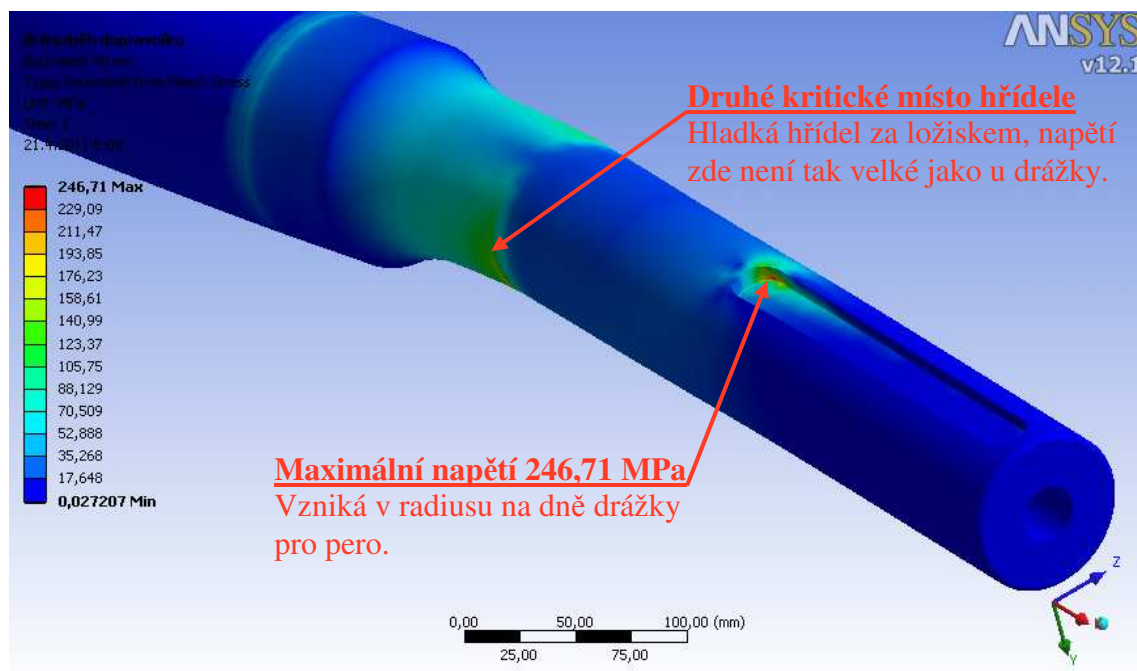
Napětí vznikající na hřídeli bubnu



Obr. 46. Rozložení napětí na hřídeli – maximální zatížení

Maximální napětí vznikající na hřídeli podle MKP je 246,71 MPa. Tato hodnota vzniká v radiusu na dně drážky pro pero. Tato hodnota je dosti vysoká, ale vzhledem k mezi kluzu materiálu hřídele lze považovat za vyhovující. K takto vysokému napětí bude docházet jen při rozběhu

dopravníku, což znamená, že takto bude hřídel zatížena jen výjimečně. Druhým kritickým místem co do napětí je hladká hřídel v oblasti těsně za ložiskem. Hodnoty napětí zde ale nejsou tak kritické, jako je tomu u drážky pro pero.

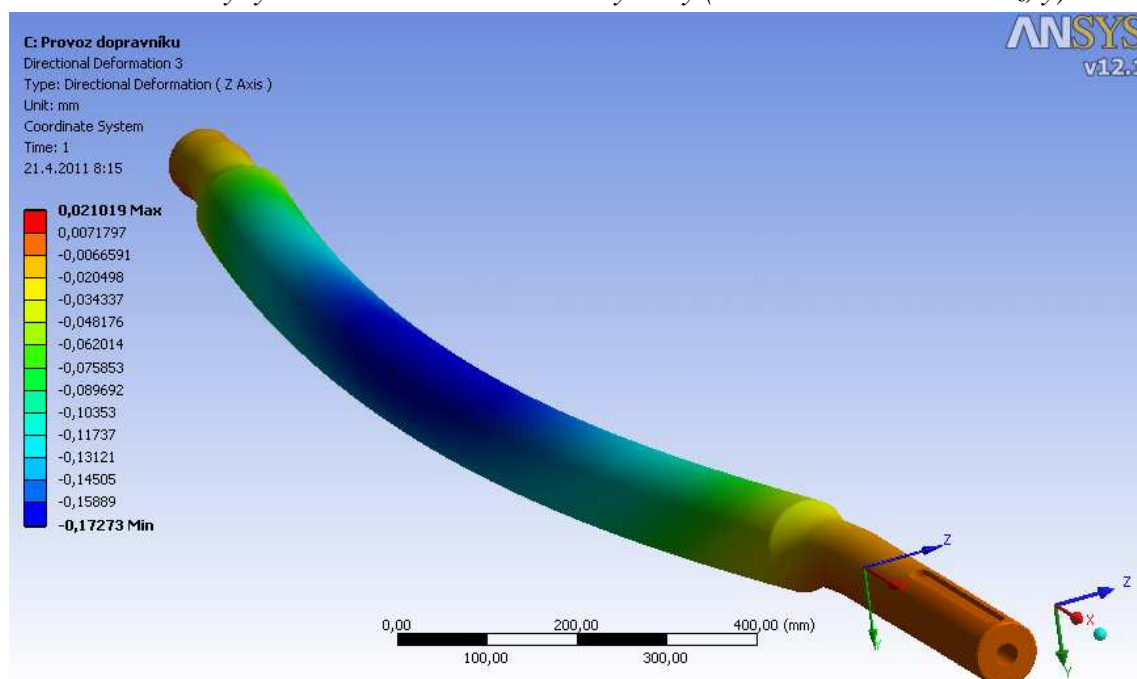


Obr. 47. Detail na místo s maximálním napětím na hřídeli – maximální zatížení

Kontrola hřídele bubnu při únavovém zatížení

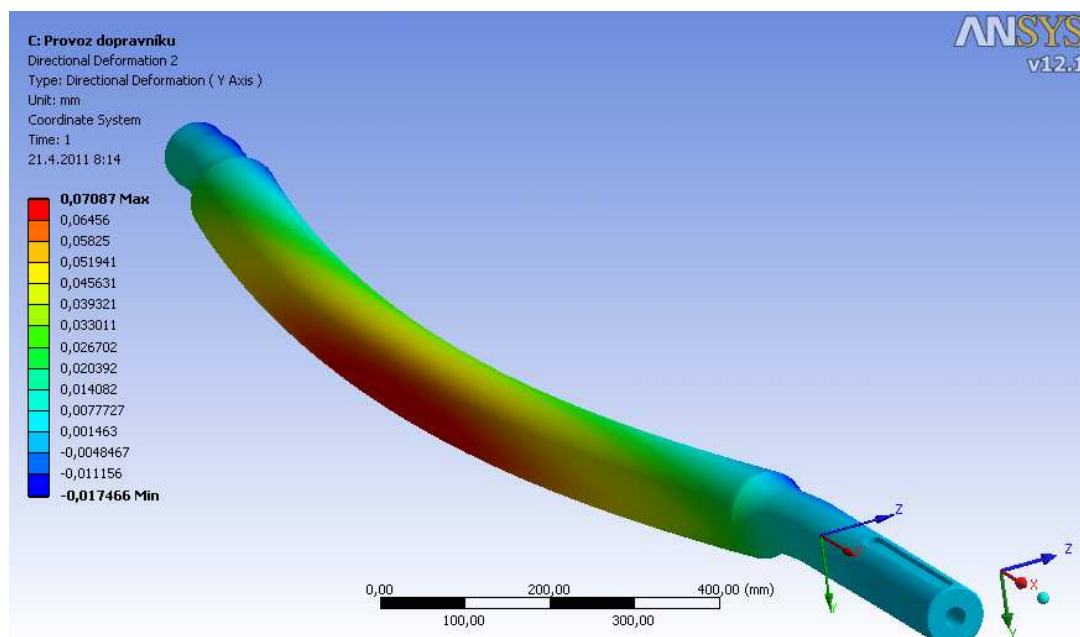
Tato simulace deformací - průhybů v osách x (obr. 48), y (obr. 49) a napětí (obr. 50, 51) je pro normální provoz dopravníku, kdy jsou síly působící na hřídel nižší, než při rozběhu dopravníku, ale hřídel je takto zatěžována trvale (cyklicky) což může mít za následek vznik únavových poruch.

Průhyby hřídele bubnu ve směru osy x a y (v simulaci ve směru os z, y)



Obr. 48. Průhyb hřídele ve směru osy x (z) – únavové zatížení

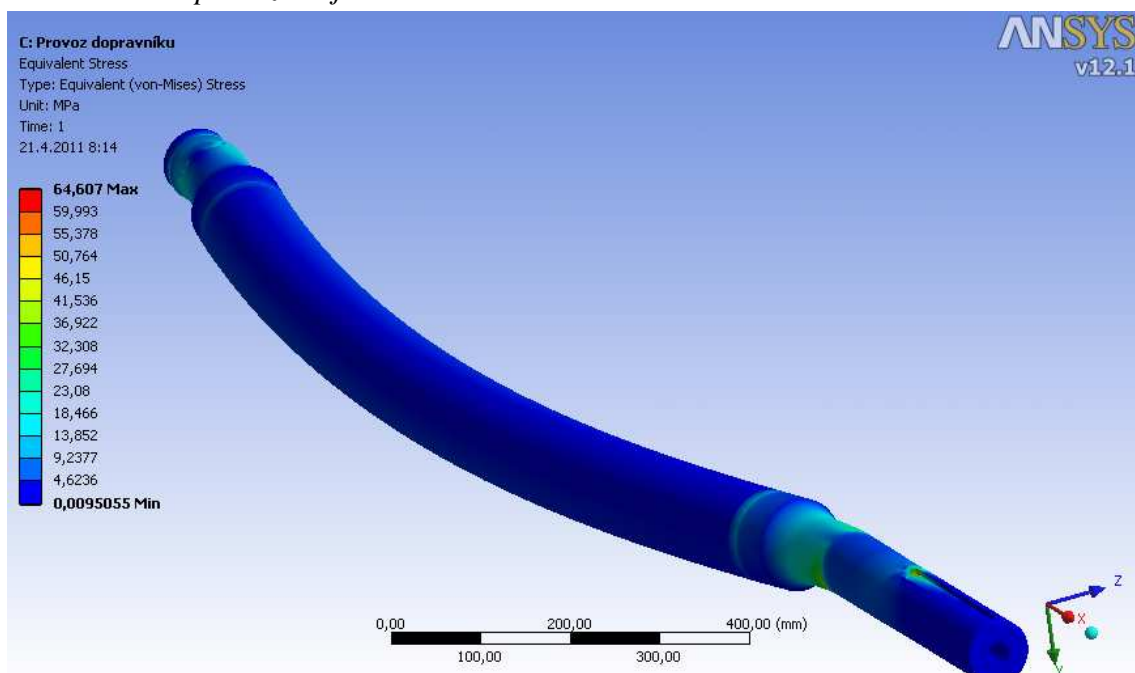
Maximální deformace hřídele je ve směru osy $x = -0,17273$ mm. Takto se hřídel opět deformuje ve své střední části. Výsledná deformace je podstatně menší, než je tomu při rozběhu dopravníku.



Obr. 49. Průhyb hřídele ve směru osy y – únavové zatížení

Maximální deformace hřídele je ve směru osy $y = -0,017466$ mm. Hřídel se taktéž deformuje nejvíce ve své střední části. Průhyb je v tomto směru menší než v ose x , je to dáno zejména působením menších zátěžných sil v tomto směru.

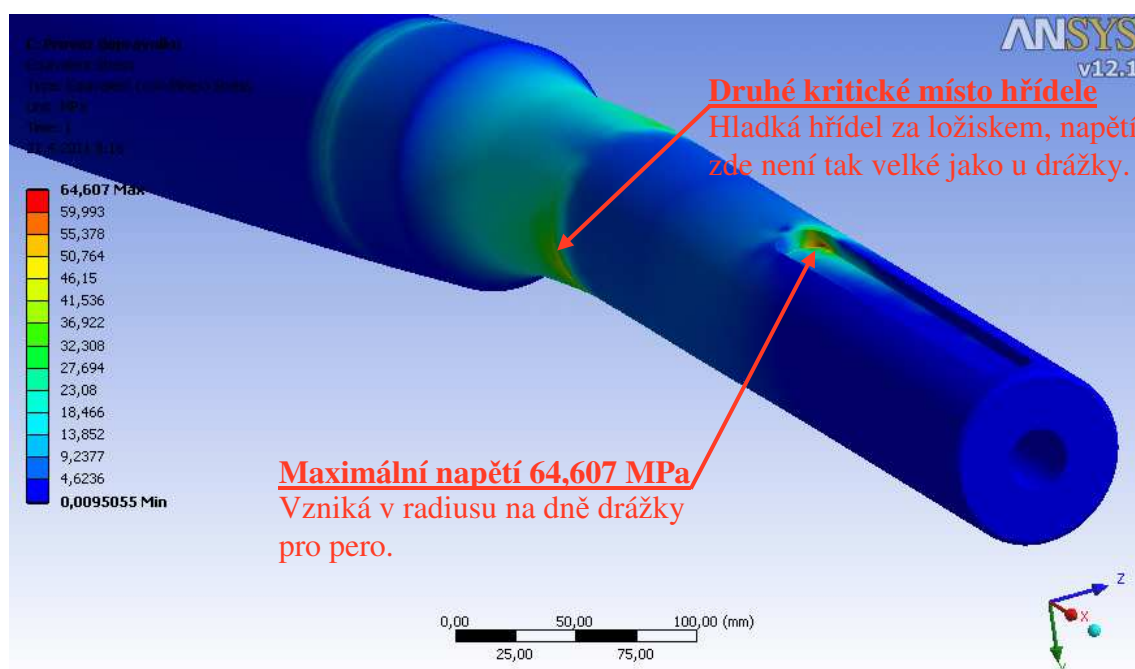
Napětí vznikající na hřídeli bubnu



Obr. 50. Rozložení napětí na hřídeli – únavové zatížení

Maximální napětí vznikající na hřídeli podle MKP je 64,607 MPa. Tato hodnota vzniká v radiusu na dně drážky pro pero, stejně jako tomu

bylo u rozběhu dopravníku. Hodnota napětí je ale podstatně nižší, než při rozběhu. Hřídel je takto namáhán trvale (cyklicky), což by ale vzhledem k hodnotě napětí nemělo být nijak kritické. Druhým kritickým místem, co do napětí je opět hladká hřídel v oblasti těsně za ložiskem.



Obr. 51. Detail na místo s maximálním napětím na hřídeli – únavové zatížení

5.12.5 Kontrola deformací hřídele bubnu

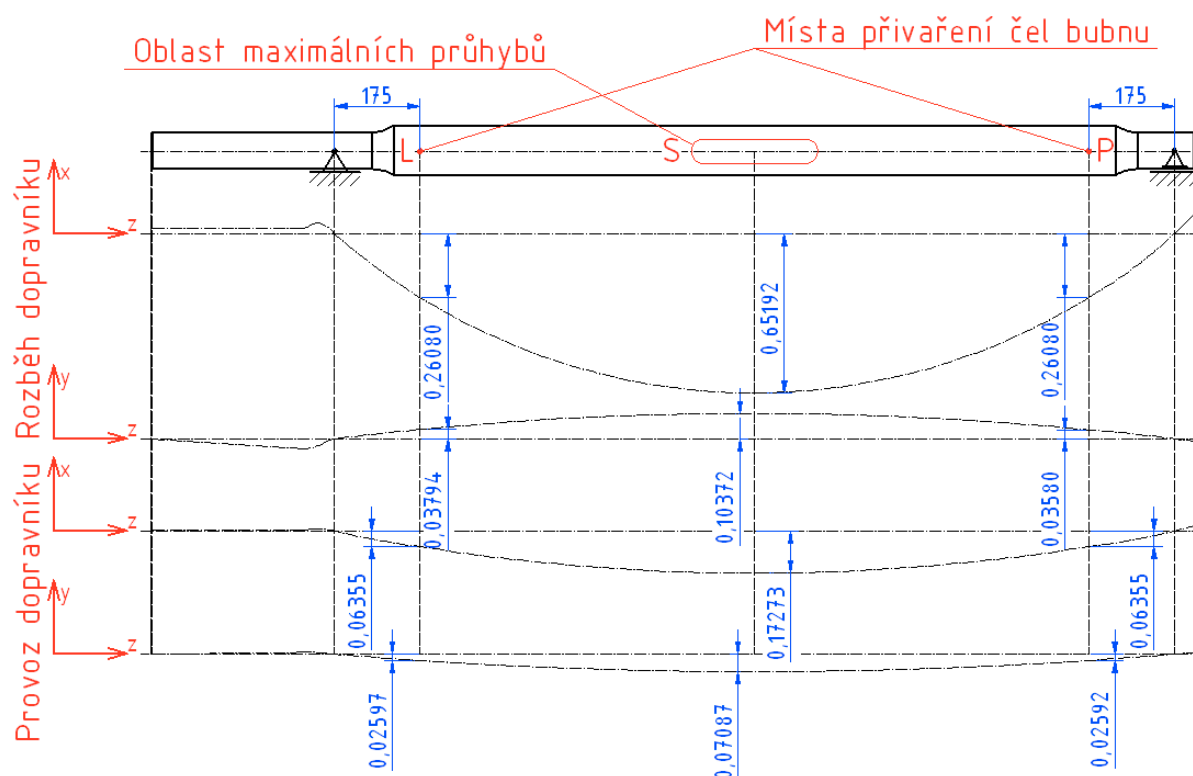
Výpočet průhybů a natočení hřídele

Průhyb a natočení je v případě hřídele poháněcího bubnu potřeba určit v místě přivaření čel bubnu a v místě největšího průhybu. V případě velkých průhybů a velkých natočení by mohlo docházet k nadměrnému zatěžování svaru, které by mohlo způsobit jejich poškození. Určení hodnot průhybu bylo provedeno na základě výsledků analýz MKP.

Z analýz byly odečteny průhyby v místech požadované kontroly a to ve dvou osách x a y (obr. 52). Průhyby hřídele jsou na schématu 100 násobně zvětšeny pro lepší názornost. Z těchto hodnot lze určit výsledné průhyby hřídele.

Výsledné hodnoty průhybu hřídele budou uvedeny v tab. 18. Průhyby budou určeny v osách x a y při rozběhu dopravníku, to je při maximálním zatížení a také při normálním provozu dopravníku, kdy je hřídel namáhán trvale (cyklicky). Výsledný průhyb při daném zatížení není určen z výsledků analýzy celkové deformace hřídele, ale je určen složením průhybu ve dvou osách (x a y), protože u analýzy celkové deformace by byla uvažována deformace i ve třetí ose (ose hřídele). Průhyby budou určovány zleva doprava, proto označení L, S, P (levý, střední, pravý). Pro ukázkou bude proveden jeden výpočet výsledného průhybu [1].

$$y_{Lv\max} = \sqrt{y_{Lx\max}^2 + y_{Ly\max}^2} = \sqrt{0,26080^2 + 0,03794^2} = 0,26224 \quad (165)$$



Obr. 52. Průhyby hřídele v osách x a y odečtené z MKP analýz

Tab. 18. Výpočet výsledných průhybů hřídele

| Místo | $y_{...x\max}$ | $y_{...y\max}$ | $y_{...v\max}$ | $y_{...x}$ | $y_{...y}$ | $y_{...v}$ |
|-------|----------------|----------------|----------------|------------|------------|------------|
| | [mm] | | | | | |
| L | 0,26080 | 0,03794 | 0,26224 | 0,06355 | 0,02597 | 0,06423 |
| S | 0,65192 | 0,10372 | 0,66268 | 0,17273 | 0,07087 | 0,17775 |
| P | 0,26080 | 0,03580 | 0,26208 | 0,06355 | 0,02592 | 0,06422 |

Natočení hřídele budou kontrolováno opět v místě přivaření čel bubnu a v místě největšího průhybu. Vzhledem k malé velikosti úhlu natočení budou tyto hodnoty uvedeny pouze ve formě tabulky (tab. 19). Natočení budou určeny ve dvou osách (x a y) při rozběhu dopravníku, to je při maximálním zatížení a také při normálním provozu dopravníku, kdy je hřídel namáhán trvale (cyklicky). Pro ukázkou bude proveden jeden výpočet přibližného výsledného natočení [1]. Natočení budou určovány pro místo vlevo a vpravo, proto označení L, P (levý, pravý). V místě největšího průhybu je úhel natočení $0^{\circ}00'00''$.

$$\vartheta_{Lv\max} \doteq \sqrt{\vartheta_{Lx\max}^2 + \vartheta_{Ly\max}^2} = \sqrt{0^{\circ}02'55''^2 + 0^{\circ}00'26''^2} = 0^{\circ}02'56'' \quad (166)$$

Tab. 19. Výpočet výsledných natočení hřídele

| Místo | $\vartheta_{...x\max}$ | $\vartheta_{...y\max}$ | $\vartheta_{...v\max}$ | $\vartheta_{...x}$ | $\vartheta_{...y}$ | $\vartheta_{...v}$ |
|-------|------------------------|------------------------|------------------------|--------------------|--------------------|--------------------|
| | [°'] | | | | | |
| L | $0^{\circ}02'55''$ | $0^{\circ}00'26''$ | $0^{\circ}02'56''$ | $0^{\circ}00'44''$ | $0^{\circ}00'18''$ | $0^{\circ}00'44''$ |
| P | $0^{\circ}02'55''$ | $0^{\circ}00'25''$ | $0^{\circ}02'56''$ | $0^{\circ}00'44''$ | $0^{\circ}00'18''$ | $0^{\circ}00'44''$ |

Dovolený úhel natočení je pro hřídel bubnu pásového dopravníku volen dle odborné literatury $\vartheta_{dov} = 3' = 0,05^\circ$. Této podmínce vyhovuje úhel natočení ve všech kontrolovaných místech.

5.12.6 Dynamická kontrola hřídele bubnu

Dynamická kontrola [11, 12] bude prováděna ve dvou kritických průřezích 2 a 3. Celý výpočet bude na ukázkou proveden pro místo 2. Obě kontroly pak budou uvedeny ve formě tabulky (tab. 20), v níž budou uvedeny všechny důležité parametry pro určení dynamických bezpečností. Hodnoty, které byly potřebné pro určení dynamických bezpečností a nejsou uvedeny v tabulce, lze najít v předcházejících výpočtech diplomové práce.

Minimální dynamická bezpečnost je volena pro takto zatěžovaný hřídel $k_{Dmin} \geq 1,80$. Tato hodnota bezpečnosti byla sjednána se zadávající firmou RPS Ostrava a.s.

Výpočet dynamické bezpečnosti hřídele bubnu v místě 2

Tvarový součinitel pro ohyb $\alpha_{\sigma o2} = 1,95$

Neuberova konstanta $R_m = 490 \text{ MPa} \Rightarrow \sqrt{A} = 0,46 \text{ mm}^{-0,5}$

Poloměr vrubu (dna drážky) $\rho = 0,6 \text{ mm}$

Součinitel citlivosti podle Neubergera

$$\beta_{\sigma2} = 1 + \frac{\alpha_{\sigma o2} - 1}{1 + \frac{\sqrt{A}}{\sqrt{\rho}}} = 1 + \frac{1,95 - 1}{1 + \frac{0,46}{\sqrt{0,6}}} = 1,596 \quad (167)$$

Mez únavy

Mez únavy při střídavém ohybu $\sigma_{Co} = 240 \text{ MPa}$

Součinitel jakosti povrchu $\eta_{p2} = 0,86$

Součinitel velikosti

Exponent m dle materiálu a zatížení ohyb-krut volen $m = -0,048$

Průřez zkušební vzorku $d_{vzor} = 8 \text{ mm}$

$$\epsilon_{v2} = \left(\frac{V}{V_0} \right)^m = \left(\frac{d_{podp}}{d_{vzor}} \right)^m = \left(\frac{66,4^3}{8^3} \right)^{-0,048} = 0,737 \quad (168)$$

$$\sigma_{Co2}^* = \frac{\sigma_{Co} \cdot \epsilon_{v2} \cdot \eta_{p2}}{\beta_{\sigma2}} = \frac{240 \cdot 0,737 \cdot 0,86}{1,596} = 95,311 \text{ MPa} \quad (169)$$

Dynamická bezpečnost v ohybu

Minimální dovolená dynamická bezpečnost v ohybu je volena $k_{\sigma D} = 1,8$.

$$k_{\sigma2} = \frac{\sigma_{Co2}^*}{\sigma_{oD2}} = \frac{95,311}{2,027} = 47,018 \quad (170)$$

$$k_{\sigma2} \geq k_{\sigma D} \quad (171)$$

$$47,018 \geq 1,8 \quad \text{vyhovuje}$$

Ohybové napětí

Pro vztah dynamické bezpečnosti v daném místě je ohybové napětí určeno pro plný průměr pod drážkou pro pero. Ohybový moment při dynamické kontrole je $M_{oD2} = 58262,0 \text{ Nmm}$

$$\sigma_{oD2} = \frac{M_{oD2}}{W_{oD2}} = \frac{M_{oD2}}{\frac{\pi \cdot d_{podp}^3}{32}} = \frac{58262,0}{\frac{\pi \cdot 66,4^3}{32}} = 2,027 \text{ MPa} \quad (172)$$

Statická bezpečnost v krutu

Pro statickou bezpečnost v krutu je tvarový součinitel $\alpha_{\tau 2} = 2,05$

$$k_{\tau 2} = \frac{\tau_{kt}}{\alpha_{\tau 2} \cdot \tau_{D2}} = \frac{0,577 \cdot R_e}{\alpha_{\tau 2} \cdot \tau_{D2}} = \frac{0,577 \cdot 355}{2,05 \cdot 21,738} = 4,596 \quad (173)$$

Smykové napětí

Pro vztah dynamické bezpečnosti v daném místě je smykové napětí určeno pro plný průměr pod drážkou pro pero. Při dynamické kontrole je hřídel zatěžován točivým momentem potřebný pro normální provoz pásového dopravníku $T_{2jmen} = 1249,566 \text{ Nm}$.

$$\tau_{D2} = \frac{T_{2jmen}}{W_{K2D}} = \frac{T_{2jmen}}{\frac{\pi \cdot d_{podp}^3}{16}} = \frac{1249,566 \cdot 10^3}{\frac{\pi \cdot 66,4^3}{16}} = 21,738 \text{ MPa} \quad (174)$$

Výsledná dynamická bezpečnost

$$k_{v2} = \frac{k_{\sigma 2} \cdot k_{\tau 2}}{\sqrt{k_{\sigma 2}^2 + k_{\tau 2}^2}} = \frac{47,018 \cdot 4,596}{\sqrt{47,018^2 + 4,596^2}} = 4,574 \quad (175)$$

$$k_{v2} \geq k_{Dmin} \quad (176)$$

$4,574 > 1,8$ *vyhovuje*

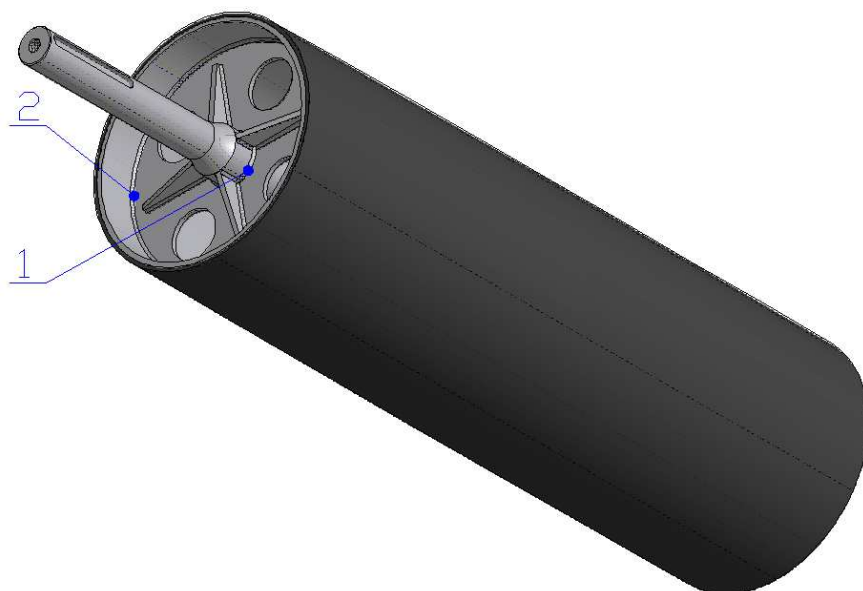
Tab. 20. Výpočet dynamických bezpečností v nebezpečných průřezích 2 a 3

| Místo | $\beta_{\sigma \dots}$ | $\varepsilon_{v \dots}$ | $\eta_{p \dots}$ | $\sigma_{oD \dots}$ | σ_{Co}^* | $\tau_{D \dots}$ | $k_{\sigma \dots}$ | $k_{\tau \dots}$ | $k_{v \dots}$ |
|-------|------------------------|-------------------------|------------------|---------------------|-----------------|------------------|--------------------|------------------|---------------|
| | [–] | [–] | [–] | [MPa] | [MPa] | [MPa] | [–] | [–] | [–] |
| 2 | 1,596 | 0,737 | 0,86 | 2,027 | 95,311 | 21,738 | 47,018 | 4,596 | 4,574 |
| 3 | 1,239 | 0,724 | 0,89 | 29,585 | 124,815 | 15,085 | 4,219 | 11,316 | 3,953 |

Oba kontrolované průřezy jsou kontrolovány na předepsanou dynamickou bezpečnost $k_{Dmin} \geq 1,80$. Této podmínce $k_{v \dots} > k_{Dmin}$ vyhověly všechny průřezy. Není tedy třeba na hřídeli dělat žádné konstrukční úpravy.

5.13 Kontrola svarů bubnu

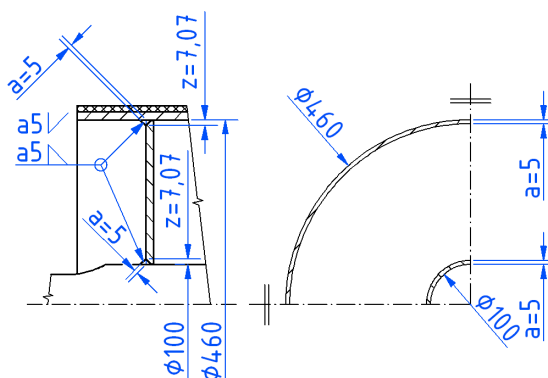
Vzhledem k tomu, že je celý poháněcí buben svařovaný, lze předpokládat, že nejkritičtějšími místy tohoto bubnu budou právě svary spojující jednotlivé části bubnu. Proto bude provedena kontrola nejvíce zatěžovaných svarů (obr. 53). Jedná se o svary na levém čele bubnu. Tyto svary přenáší největší zatížení a to točivý moment z hřídele na plášť bubnu.



Obr. 53. Svary kontrolované na hnacím bubnu

Legenda k obr. 53

- 1 – svar hřídele bubnu a levého čela bubnu
- 2 – svar levého čela bubnu a pláště bubnu



Obr. 54. Detail na kontrolované svary hnacího bubnu

5.13.1 Statická kontrola svarů

Svar hřídele bubnu a levého čela bubnu

Nejvíce zatěžovaným svarem bude svar levého čela bubnu a hřídele (obr. 53, 54). Svar přenáší maximální točivý moment při rozběhu dopravníku $T_{2\max} = 4713,362 \text{ Nm}$, moment je částečně přenášen výstužnými žebry čela, ale pro zaručení vyšší bezpečnosti bude uvažován přenos celého točivého momentu pouze svarem hřídele a čela.

Ohybové zatížení v tomto svaru neuvažováno, protože natočení hřídele bubnu je v místě svaru velmi malé a tudíž nevzniknou ve svaru přídavné ohybové síly.

Materiál hřídele bubnu je, jak již bylo zmíněno dříve, dán zadávající firmou RPS Ostrava a.s. 11 523.1, mechanické vlastnosti tohoto materiálu jsou uvedeny v tab. 16.

Materiál plechu bubnu je taktéž zadán a to 11 375.1, mechanické vlastnosti tohoto materiálu jsou uvedeny v tab. 21.

Tab. 21. Mechanické vlastnosti materiálu 11 375.1 [8]

| | |
|---------------------|-------------------------|
| Mez kluzu v tahu | $R_e = 235 \text{ MPa}$ |
| Mez pevnosti v tahu | $R_m = 340 \text{ MPa}$ |

Statická kontrola svaru [10]

I přes úpravu místa pro svařování a užití svaru kombinujícího koutový a 1/2V-svar bude uvažována ve výpočtu pouze výška koutového svaru $a = 5 \text{ mm}$.

Průměr hřídele pod čelem bubnu $d_{\text{čel}} = 100 \text{ mm}$

$$\tau_{\parallel h\check{c}} = \frac{T_{2\max}}{W_{ksv}} = \frac{T_{2\max}}{\pi \cdot \frac{(d_{\text{čel}} + 2 \cdot a)^4 - d_{\text{čel}}^4}{16 \cdot (d_{\text{čel}} + 2 \cdot a)}} = \frac{4713362}{\pi \cdot \frac{(100 + 2 \cdot 5)^4 - 100^4}{16 \cdot (100 + 2 \cdot 5)}} = 56,896 \text{ MPa} \quad (177)$$

$$\tau_{D_{sv}} \geq \tau_{\parallel h\check{c}} \quad (178)$$

$$84,861 \text{ MPa} > 56,896 \text{ MPa} \quad \text{vyhovuje}$$

Dovolené smykové napětí svaru se určuje z meze kluzu základního materiálu. Základním materiálem je v tomto případě materiál plechu bubnu 11 375.1, který má horší mechanické vlastnosti než materiál hřídele.

Volen převodní součinitel $\alpha_{\text{přev}} = 0,65$

Míra bezpečnost volena dle druhu provozu $k_{DS} = 1,8$

$$\tau_{D_{sv}} = \alpha_{\text{přev}} \cdot \frac{R_e}{k_{DS}} = 0,65 \cdot \frac{235}{1,8} = 84,861 \text{ MPa} \quad (179)$$

Svar levého čela bubnu a pláště bubnu

Druhým nejvíce zatěžovaným svarem bude taktéž svar na levém čele bubnu a to svar čela a pláště bubnu (obr. 53, 54). Svar přenáší maximální točivý moment při rozběhu dopravníku $T_{2\max} = 4713,362 \text{ Nm}$.

Ohybové zatížení v tomto svaru taktéž neuvažováno, protože natočení hřídele bubnu je v místě přivaření čela velmi malé a tudíž nevzniknou ve svaru nijak velké ohybové síly, se kterými by bylo zapotřebí počítat.

Statická kontrola svaru [10]

Pro výpočet je opět uvažována pouze výška koutového svaru $a = 5 \text{ mm}$, i když je v tomto místě svar kombinovaný.

Průměr hřídele pod čelem bubnu $d_{\text{plavni}} = 460 \text{ mm}$

$$\tau_{\parallel \check{c}p} = \frac{T_{2\max}}{W_{ksv}} = \frac{T_{2\max}}{\pi \cdot \frac{d_{\text{plavni}}^4 - (d_{\text{plavni}} - 2 \cdot a)^4}{16 \cdot (d_{\text{plavni}} - 2 \cdot a)}} = \frac{4713362}{\pi \cdot \frac{460^4 - (460 - 2 \cdot 5)^4}{16 \cdot (460 - 2 \cdot 5)}} = 2,867 \text{ MPa} \quad (180)$$

$$\tau_{D_{sv}} \geq \tau_{\parallel \check{c}p} \quad (181)$$

$$84,861 \text{ MPa} > 2,867 \text{ MPa} \quad \text{vyhovuje}$$

Dovolené smykové napětí svaru se i zde určuje z meze kluzu základního materiálu. Základním materiálem je v i v tomto případě materiál plechu bubnu 11 375.1, který je použit jak pro čelo, tak i pro plášť bubnu.

Volen převodní součinitel $\alpha_{přev} = 0,65$

Míra bezpečnost volena dle druhu provozu $k_{DS} = 1,8$

$$\tau_{D_{sv}} = \alpha_{přev} \cdot \frac{R_e}{k_{DS}} = 0,65 \cdot \frac{235}{1,8} = 84,861 \text{ MPa} \quad (182)$$

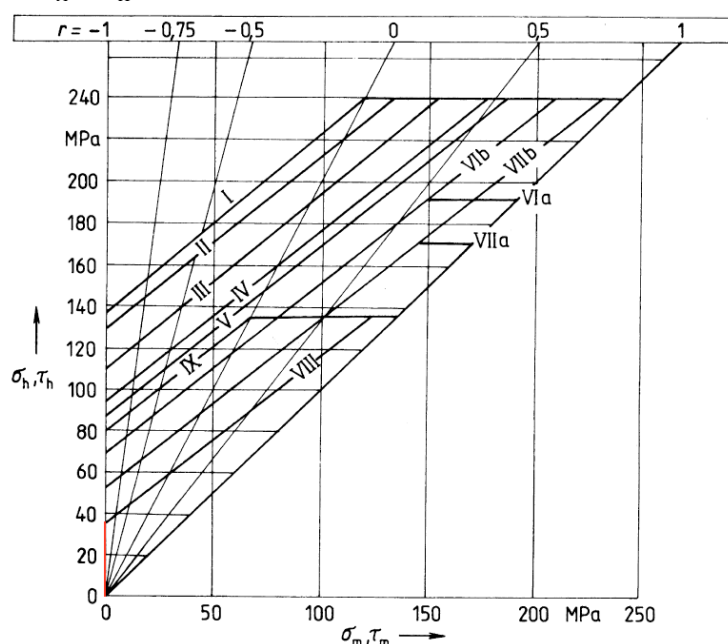
5.13.2 Dynamická kontrola svaru

Dynamická kontrola svaru [9] bude prováděna pouze pro svar mezi hřídelí bubnu a levým čelem bubnu. Kontrolovaný svar bude zatěžován točivým momentem, potřebným pro normální provoz pásového dopravníku $T_{2_{jmen}} = 1249,566 \text{ Nm}$. Tento moment bude zatěžovat svary cyklicky (trvale).

Parametry pro výpočet dynamické bezpečnosti

- Třída provedení koutového svaru pro dané řešení je dle způsobu spojení a zatížení voleno CD.
- Křivka pro průřez v nejvíce nepříznivém průřezu je volena VIII
- Kombinace svařovaných materiálů je shodná s materiály uváděnými při statické kontrole, proto bude řešení opět prováděno pro materiál plechů bubnu 11 375.1.
- Předpokládáno cyklické zatížení koutového svaru střídavě souměrné – z toho vyplývající součinitel nesouměrnosti cyklu $r = -1$ [10]
- Podle Smithova diagramu pro dané zatěžování a daný typ materiálu (graf. 3) možno určit horní smykové napětí $\tau_h = 37 \text{ MPa}$

Z toho plyne mez únavy spoje $\tau_H^* = 37 \text{ MPa}$ a pro střídavě souměrný cyklus $\tau_A^* = \tau_H^* = 37 \text{ MPa}$



Graf. 3. Smithův diagram základního materiálu a svarových spojů.
Ocel třídy 11 a pevnosti 370 MPa [9]

Dovolené smykové napětí ve svaru

Míra bezpečnosti volena i pro dynamickou bezpečnost $k_{DS} = 1,8$

$$\tau_{AD} = \frac{\tau_A^*}{k_{DS}} = \frac{37}{1,8} = 20,556 \text{ MPa} \quad (183)$$

Smykové napětí ve svaru při normálním provozu dopravníku

$$\tau_{||h\check{c}D} = \frac{T_{2jmen}}{W_{ksv}} = \frac{T_{2jmen}}{\pi \cdot \left[\frac{(d_{\check{c}el} + 2 \cdot a)^4 - d_{\check{c}el}^4}{16 \cdot (d_{\check{c}el} + 2 \cdot a)} \right]} = \frac{1249566}{\pi \cdot \left[\frac{(100 + 2 \cdot 5)^4 - 100^4}{16 \cdot (100 + 2 \cdot 5)} \right]} \quad (184)$$

$$\tau_{||h\check{c}D} = 15,084 \text{ MPa}$$

$$\tau_{AD} \geq \tau_{||h\check{c}D} \quad (185)$$

$$20,556 \text{ MPa} > 15,084 \text{ MPa} \quad \text{vyhovuje}$$

6 Závěr

V této části diplomové práce by měly být shrnuty všechny základní poznatky a skutečnosti, které jsou obsaženy v této diplomové práci s názvem: „Návrh nové pohonné stanice pásového dopravníku“.

Při řešení této diplomové práce bylo použito velké množství odborné literatury, od literatury, zabývající se dopravními stroji a jejich částmi až po publikace na téma výpočtů konstrukčních dílů, svarů apod. Tato práce by měla být řešením jedné z možných variant moderního pohonu pásového dopravníku. Byla zde snaha o návrh a kontrolu co největšího počtu konstrukčních prvků, které jsou pro pohonnou stanici podstatné a zároveň mohou být také místem, kde mohou vzniknout poruchy, či poškození.

Cílem této diplomové práce bylo navrhnout novou pohonnou stanici pásového dopravníku, která bude zavěšena na hřídeli hnacího bubnu a bude podpírána nosným rámem s podpěrou upevněnou k základové desce.

Postup řešení pohonné stanice pásového dopravníku má jasnou strukturu od navržení důležitých elementů, týkajících se samotného pohonu přes kontrolu jednotlivých funkčních částí pohonu.

Pro řešení pohonné stanice bylo nejprve nutno provést výpočet pásového dopravníku, tento výpočet byl proveden dle normy ČSN 26 3102 a do diplomové práce byl tento výpočet uveden formou tabulky. Na základě tohoto výpočtu mohl být navržen samotný pohon, což byla převodová skříň, hnací motor a pružná spojka.

V dalším kroku byl proveden rozbor charakteristiky provozu pohonné stanice. Dále byla zkontrolována pera pod spojkou a je navrženo pero, použité na výstupu z převodovky pro maximální točivý moment. Následné výpočty řeší zátěžné síly, vznikající při rozběhu dopravníku, což je považováno za okamžik maximálního zatížení pohonné stanice a jejich prvků. Pro potřeby dalších návrhů a kontrol byly dále řešeny síly, zatěžující pohonnou stanici při normálním provozu dopravníku, což je považováno za trvalé cyklické zatížení, které může způsobovat vznik únavových poruch. Toto zatížení je určeno z jmenovitých výpočtových momentů a sil. Po silových rozbořech je provedena statická a dynamická kontrola ložisek s výpočtem předpokládané trvanlivosti.

Navazující části řešení jsou spíše kontrolního rázu. První z těchto kontrol je kontrola nosného rámu pomocí metod MKP a kontrolní výpočet nejkritičtějšího místa, což je svar, který je kontrolován jak na maximální zatížení, tak na únavu. Další z těchto výpočtů se týká kontroly podpěrné nohy rámu, kde je kontrolován čep na všechna jeho zatížení a noha samotná na vzpěr. Následující výpočty se týkají hřídele hnacího bubnu a svarů bubnu. Nejprve byl kontrolován hřídel na statickou a dynamickou bezpečnost. Následně bylo za pomoci metod MKP možno provést kontrolu průhybů a natočení hřídele. V závěru jsou provedeny výpočty nejvíce zatěžovaných svarů hnacího bubnu.

Všechny kontrolní výpočty vyhověly, a tudíž je možné usoudit, že pohonná stanice navržená v této diplomové práci může být skutečně realizována a provozována a splňuje požadované parametry zadávané firmou RPS Ostrava a.s. Lze tedy předpokládat, že výsledky této diplomové práce budou skutečně využity při rekonstrukci dopravníku č. 10 v úpravně Dolu ČSM Stonava.

7 Seznam použité literatury

Knihy

- [1] BOHÁČEK, F. a kol.: *Části a mechanismy strojů II., Hřídele, tribologie, ložiska*. Brno: VUT Brno, 1983. 214 str.
- [2] BOLEK, A., KOCHMAN, J. a kol.: *Části strojů*, 1.svazek. Praha: SNTL Praha, 1989. 776 str. ISBN 80-03-00046-7
- [3] DEJL, Z.: *Konstrukce strojů a zařízení I., Spojovací části strojů*. Ostrava: Montanex, Ostrava, 2000. 225 str. ISBN 80-7225-018-3
- [4] DRAŽAN, F., VOŠKOVÁ, V., JEŘÁBEK, K., BRAND, M.: *Teorie a stavba dopravníků*. Praha: ČVUT Praha, 1983. 290 str.
- [5] FRIES, J.: *Pásové dopravníky, bubny a jejich výpočet*. Ostrava: Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava, 2009. 189 str. ISBN 978-80-248-2080-4
- [6] KALÁB, K.: *Části a mechanismy strojů pro bakaláře, Části pohonů strojů*. Ostrava: Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava, 2008. 130 str. ISBN 978-80-248-1860-3
- [7] KALÁB, K.: *Části a mechanismy strojů pro bakaláře, Části spojovací*. Ostrava: Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava, 2008. 91 str. ISBN 978-80-248-1290-8
- [8] KRÍŽ, R., TRČKA, J.: *Tabulky materiálů pro strojírenství, I. část, kovové materiály – železné kovy*. Ostrava: Montanex, Ostrava, 1999. 350 str. ISBN 80-85780-92-5
- [9] KRÍŽ, R., VÁVRA, P.: *Strojírenská příručka, 5. svazek*. Praha: Scientia, 1994. 241 str. ISBN 80-85827-59-X
- [10] LEIVEBER, J., ŘASA, J., VÁVRA, P.: *Strojnické tabulky*, 3. vyd. Praha: Scientia, 2000. 985 str. ISBN 80 – 7183 – 164 – 6
- [11] MORAVEC, V., HAVLÍK, J.: *Výpočty a konstrukce strojních dílů*. Ostrava: Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava, 2008. 72 str. ISBN 978-80-248-0878-9
- [12] MORAVEC, V., PIŠTÁČEK, D.: *Pevnost a životnost dynamicky namáhaných strojních součástí*. Ostrava: Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava, 2009. 104 str. ISBN 978-80-248-0980-9
- [13] NEČAS, J.: *Pohybové odpory pásového dopravníku*. Ostrava: Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava, 2007. 38 str. ISBN 978-80-248-1443-8

Normy

- [14] ČSN 02 2562 Pera těsná s mezními úchytkami šířky e7 nebo h9. Praha: Český normalizační institut, 2003. 8 str.
- [15] ČSN 26 3102 Dopravní zařízení. Pásové dopravníky. Zásady výpočtu. Praha: Český normalizační institut, 1988. 48 str.
- [16] ČSN ISO 5048 Zařízení pro plynulou dopravu nákladů. Pásové dopravníky s nosnými válečky. Výpočet výkonu a tahových sil. Praha: Český normalizační institut, 1993. 16 str.

Elektronické dokumenty

- [17] DELTA Engineering, s.r.o.: Pásový dopravník poháněný elektropřevodovkou zavěšenou na hřídeli. Dostupné na WWW: <www.deltaeng.cz/soubory-ve-skladu/Podklady/pas%20dopr/32_PDR%20650x4000.jpg> [vyhledáno 19.3.2011]
- [18] Rexnord Coupling Group.: Volba a výpočet spojky. Dostupné na WWW: <www.rexnord.cz> [vyhledáno 26.2.2011]
- [19] RUBENA a.s.: Pouzdrové pružiny. Dostupné na WWW: <www.rubena.cz> [vyhledáno 2.4.2011]
- [20] SEW-EURODRIVE CZ s.r.o.: Volba a výpočty pohonu. Dostupné na WWW: <www.sew-eurodrive.cz> [vyhledáno 24.2.2011]
- [21] SKF Ložiska, a.s.: Volba a výpočty ložisek a ložiskových domků. Dostupné na WWW: <www.skf.cz> [vyhledáno 13.3.2011]
- [22] TESPO engineering s r.o.: Pohon pásového dopravníku s tradičním uspořádáním. Dostupné na WWW: <www.tespo-eng.cz/images/energetika/th_e15a.jpg> [vyhledáno 6.4.2011]

8 Seznam příloh

1. Výkres sestavy Pohonná stanice pásového dopravníku 15 kW DPPS-10-01
2. Výkres svařence Nosný rám pohonné jednotky DPPS-10-01-01
3. Výrobní výkres Hřídel hnacího bubnu DPPS-10-01-02-01
4. Přílohy kontrolních analýz metod MKP
5. Vypracovaná diplomová práce na CD nosiči.